

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PAROPLYNOVÁ ELEKTRÁRNA S PÍSTOVÝMI MOTORY

COMBI-CYCLE WITH PISTON ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN KUBIK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Kubik

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Paroplynová elektrárna s spalovacími motory

v anglickém jazyce:

Combi-cycle with piston engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zpracujte a proveďte výpočet technologického schématu pro energetický zdroj na spalování těžkého topného oleje o výkonu 40 MW.

Cíle diplomové práce:

- Analýza požadavků na úpravu TTO pro spalování v pístovém motoru vč. návrhu technologického postupu úpravy paliva
- Výpočet ekonomického modelu při zapojení do distribuční soustavy jako zdroj v základním zatížení a srovnání s provozem v dispečerské záloze s ohledem na legislativu
- Variantní řešení s vyvedením tepla pouze v horké vodě (bez turbíny). Zhodnocení možností instalace v rámci EU.

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady CKD DIZ

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM - Brno 2004

Krbek, J. Polesný, B. Fiedler, J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 13. 10. 2011

L.S

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je zpracování a výpočet technologického schématu pro paroplynovou elektrárnu s pístovými motory spalující těžký topný olej. Jsou analyzovány požadavky pístových motorů na úpravu TTO a je navržen technologický postup přípravy paliva. Součástí práce jsou analýzy vhodnosti umístění, možnosti provozu a také variantní řešení teplárny s pístovými motory. Výhodnost variant je posouzena v ekonomickém modelu při uvažování elektrárny jako zdroje v základním zatížení a poskytující podpůrné služby. Výsledky mají sloužit pro posouzení realizovatelnosti investičního záměru.

Klíčová slova

Těžký topný olej, paroplynová elektrárna, pístový motor, podpůrné služby, kogenerace.

ABSTRACT

The scope of this diploma thesis is focused on processing and calculation of the technological scheme for combi-cycle power plant with piston engine using heavy fuel oil. There are analyzed demands of piston engine for HFO and design of technological process preparation. This thesis analyzes the suitable locations, service options and alternative solution - heating plant with piston engines. Benefits of each option are assessed in the economic model, assuming power as a source of base load and providing support services. The results are intended to assess feasibility of the investment project.

Keywords

Heavy fuel oil, combi-cycle power plant, piston engine, support services, cogeneration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUBIK, M. *Paroplynová elektrárna s spalovacími motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 15. 5. 2012

.....

Podpis diplomanta

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za příkladnou podporu v průběhu celého studia a cenné informace při tvorbě diplomové práce. Poděkování patří také společnosti ČKD PRAHA DIZ, která mi poskytla dostatek studijních materiálů, jmenovitě Ing. Tomáši Cahovi za podnětné připomínky a rady.

Obsah

ÚVOD	1
1 Analýza projektu.....	2
1.1 Legislativa	5
2 Principy paroplynového cyklu	9
3 Paroplynová elektrárna.....	11
3.1 Motor MAN 16V 32/40.....	11
3.1.1 Okrajové podmínky pro provoz motorgenerátoru.....	13
3.1.2 Startovací podmínky	15
3.2 Mechanické pomocné systémy	16
3.2.1 Olejové hospodářství.....	16
3.2.2 Systém chladicí vody	20
3.2.3 Systém stlačeného vzduchu.....	24
3.2.4 Přívod vzduchu do motoru	24
3.2.5 Vývod spalin	25
3.3 Palivové hospodářství.....	27
3.3.1 Hospodářství LTO	27
3.3.2 Hospodářství TTO.....	28
3.4 Parní kotel.....	34
3.5 Okruh pára – voda	39
3.5.1 Parní turbína	39
3.5.2 Kondenzátor	43
3.5.3 Napájecí nádrž a odplynovák	45
3.6 Dispoziční řešení	46
3.7 Parametry paroplynové elektrárny.....	49
4 Teplárna s pístovými motory	51
4.1 Analýza možnosti instalace v EU	51
4.2 Technické řešení teplárny s pístovými motory.....	53
4.3 Parametry teplárny s pístovými motory.....	55
5 Ekonomické hodnocení variant	57
5.1 Paroplynová elektrárna – zdroj v základním zatížení.....	57
5.2 Paroplynová elektrárna – zdroj poskytující PpS.....	59

5.3	Teplárna s pístovými motory	61
5.4	Porovnání variant.....	62
ZÁVĚR	64
ZDROJE INFORMACÍ	66
SEZNAMY	68

ÚVOD

Technické vědy nabízejí mnoho způsobů jak získat energii užitou pro člověka. Spalováním fosilních paliv, využíváním energie ze Slunce a Země, jadernými reakcemi... Jednotlivé aplikace jsou výhodné jen pro konkrétní podmínky. V současné době dochází k silnému ekonomickému růstu především v rozvojových zemích. Růst HDP zrychluje poptávku po energiích a z důvodů vysokých cen paliv jsou kladeny vysoké nároky na účinnost instalovaných zdrojů. V řadě rozvinutých zemí dochází k rozvoji obnovitelných zdrojů, které zvyšují požadavky na regulaci přenosových sítí. Flexibilita, rychlost výstavby, vysoká účinnost a v neposlední řadě rentabilita jsou hlavními požadavky na nově instalovaná zařízení.

Zmíněné aspekty jsou výhodou paroplynové elektrárny s pístovými motory. Paroplynový cyklus zajišťuje vysoké využití energie z paliva, pístové motory patří z hlediska regulačních schopností k nejlepším zdrojům a výstavba je realizovaná do 12 až 18 měsíců. Výhodou motorů je také možnost spalování mnoha druhů paliv. Těžký topný olej, který je zbytkem při zpracování ropy, vzniká v každé rafinerii a je předpoklad, že jeho disponibilita a cena budou výhodné po celou dobu provozu elektrárny. Dříve by tento zdroj nebyl rentabilní z důvodu vysoké ceny spalovacích motorů a nízké ceny substitučních paliv. V nedávné době došlo k poklesu ceny zařízení, které nabízí možnost otestovat vhodnost tohoto zdroje pro současné podmínky.

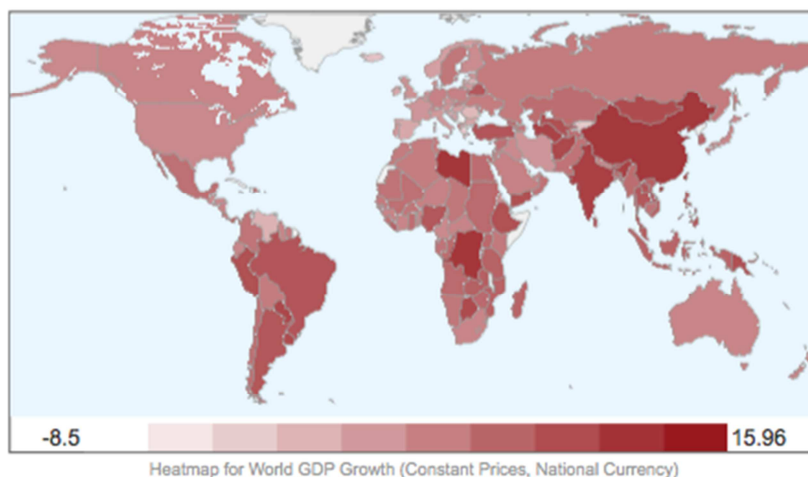
Tato práce se zabývá možnostmi uplatnění paroplynové elektrárny s pístovými motory spalující TTO. Na základě analýzy současných podmínek je zvoleno vhodné umístění zdroje a jsou přizpůsobeny technické parametry. Technický řešení elektrárny je doplněn o analýzu požadavků pístových motorů na úpravu TTO a návrh technologického postupu přípravy paliva. Při posuzování rentability v ekonomickém modelu je uvažováno zapojení do distribuční soustavy jako zdroje v základním zatížení i poskytující podpůrné služby. Paroplynová elektrárna s pístovými motory je porovnána s variantou kogenerační jednotky umístěnou v EU. Pro lokaci teplárny je uvedena analýza podmínek centrálního zásobování teplem v Evropě. Všechny uvedené varianty jsou hodnoceny v ekonomickém modelu, který posuzuje vhodnost zdroje k realizaci.

1 Analýza projektu

Myšlenka spojení pístového motoru a parní turbíny se začala uvažovat v době, kdy ceny pohonných hmot začaly výrazně stoupat. Snaha minimalizovat provozní náklady se v této souvislosti projevila v lodní dopravě. Velké nákladní lodě jsou převážně poháněny pístovými motory spalující těžké topné oleje nebo diesel. Firma General Electric vyvinula systém využívající horké spaliny pístového motoru pro tvorbu páry pro parní turbínu, který nabízela rejdářským společnostem. Tato koncepce ještě donedávna byla v energetice nekonkurenceschopná díky vysoké ceně spalovacího motoru a situaci na trhu s palivy. Dnes je však situace jiná. Ekonomické podmínky způsobily pokles cen motorů, což otevírá cestu využití paroplynové elektrárny s pístovými motory v energetice.

Tato část práce bude analyzovat možnosti uplatnění koncepce paroplynové elektrárny s pístovými motory ve světě s ohledem na současné ekonomické a energetické podmínky.

Existuje hypotéza, která říká, že vývoj životní úrovně je korelován s vývojem spotřeby energií. Tato souvislost lze dovodit z dat vyspělých a rozvojových zemí, kde měřítkem životní úrovně je HDP na obyvatele. Pokud tedy bude růst ekonomika státu, bude také růst spotřeba energií. Na následujícím obrázku podle ekonomické statistické databáze vyplývá, že největší potenciální vzrůst spotřeby energií je v zemích Asie, jižní Ameriky a některých Afrických států. Podle vyjádření představitelů mezinárodní agentury pro energii se pravděpodobně největší budoucí spotřebitel - Čína, bude orientovat na zavedení velkých centrálních zdrojů. Hodlá využívat energii z jádra a rozvinout těžbu zemního plynu z břidlic jako nyní v USA. Investičně levnější, výkonnější a také flexibilní plynové turbíny jsou při stabilních dodávkách levného plynu výhodnější než pístové motory pro velké výkony.



Obr. 1 – Tempo růstu HDP ve světě, zdroj: www.economywatch.com

Koncepce paroplynové elektrárny s pístovými motory se může uplatnit také ve vyspělých zemích. Státy severní Ameriky a EU nyní výrazně podporují využívání obnovitelných zdrojů. Solární a větrné elektrárny zvyšují nároky na regulaci elektrizační soustavy. Pístové motory mají předpoklad poskytovat regulaci výkonu díky své flexibilitě a rychlosti nabíhání výkonu. Spojené státy však zahájili těžbu zemního plynu z břidlic, která stlačila jeho cenu. Plynová turbína, která má téměř tak dobré regulační vlastnosti jako pístový

motor, tak vychází investičně i provozně výhodněji. Jiná situace je v Evropě. Cena zemního plynu je vysoká a dá se očekávat další zvýšení vlivem růstu spotřeby v Německu.

Nabízejí se tedy možnosti umístění paroplynové elektrárny s pístovými motory spalující TTO v:

- Rychle rostoucích rozvojových zemí
- Evropě

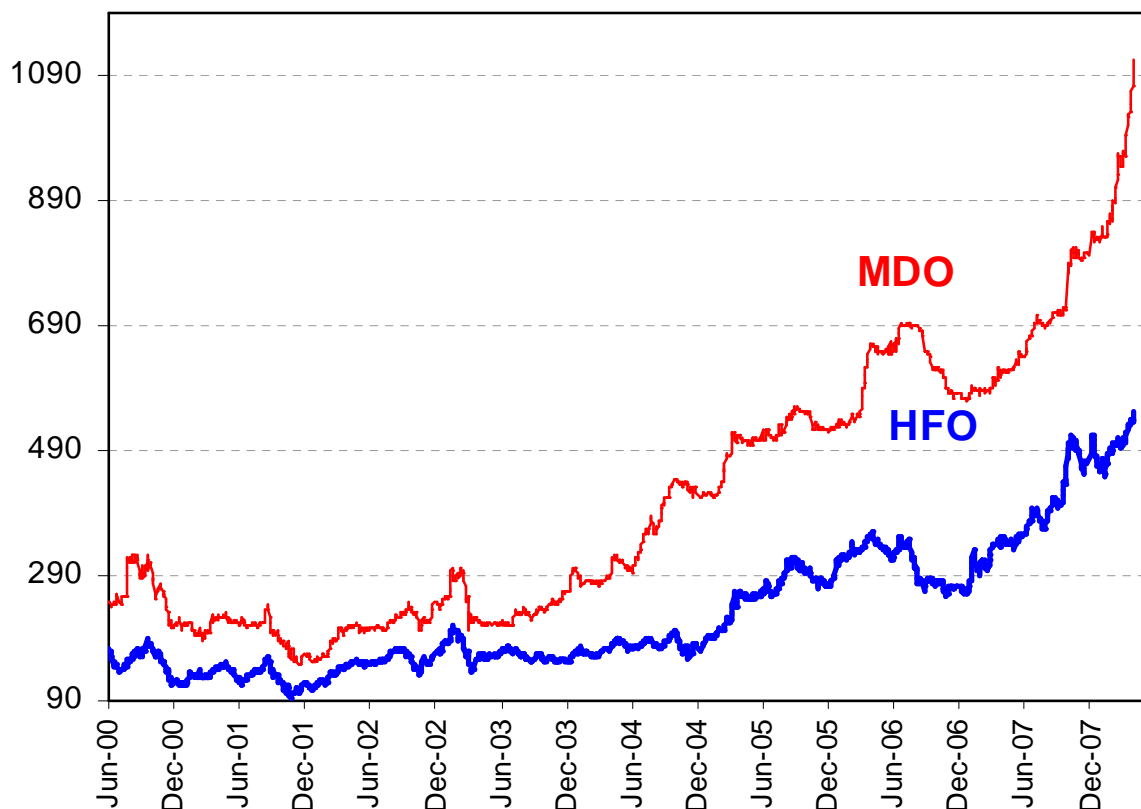
Pro řadu rozvojových zemí je typické tropické klima a přístup k moři. Velká poptávka po energiích vyžaduje rychlou instalaci nových zdrojů (blokových typových zařízení) s minimální dobou výstavby. Toto hledisko splňuje plynová turbína, ale naráží na problém zásobování plynem. Jak již bylo zmíněno, přednost plynových turbín je především rychle instalovaný velký výkon (řádově ve stovkách MW). Pístové motory, díky paralelnímu zapojení více jednotek, umožňují rychle instalovat výkony od jednotek až po stovky MW. Oproti plynovým jsou výhodnější především pro výkony do 100 MW a také, v situaci kdy je některý v odstávce, pokles celkového výkonu je v porovnání s plynovou turbínou malý. Pro rozvojové země tropického pásu jsou pístové motory více než vhodné. Jejich dlouhodobé používání na nákladních lodích operujících v těchto podmínkách zaručuje spolehlivost. V řadě rozvojových zemí také není kvalitní rozvodná síť. Výhodou pístových motorů je možnost jak ostrovního provozu tak za jistých podmínek start z black-outu. Hlavní výhodou je pak výkonový rozsah zdroje vyplývající z paralelního zapojení motorů a výkonový rozsah jednotky od 50 do 100% P_{jmen} .

Situace na trhu energií v Evropě je významně ovlivněna rozhodnutím Evropské komise eliminovat produkci CO_2 a podporovat obnovitelné zdroje. Tato dlouhodobá koncepce je navíc doprovázena odklonem části Evropy od využívání jaderné energie. Státy tak poskytují pobídky investorům ve formě dotované výkupní ceny. Současně se v blízké době mají obchodovat povolenky s emisemi CO_2 . Řada obnovitelných zdrojů, jako sluneční elektrárny a větrné farmy, nejsou stabilním zdrojem a v přenosové soustavě působí, dle vyjádření ČEPS, značné komplikace. Další potíže způsobuje značná vzdálenost mezi místy výroby a spotřeby. Větrné farmy o velkých instalovaných výkonech jsou alokovány na pobřeží či v moři a spotřeba je často největší v průmyslových oblastech ve vnitrozemí. Nestabilní výkon musí být vyrovnán podpůrnými zdroji založených na spalování fosilních paliv z důvodu stability dodávek. Jak bylo dříve řečeno, tuto roli může převzít právě pístový motor nebo plynové turbíny.

Plynové turbíny v Evropě jsou závislé na dodávkách zemního plynu z Ruska. Podle IEA existují v Evropě velké zásoby plynu v břidlicích ve Francii, Polsku a dalších zemích. Stanovisko Evropské komise je však skeptické k ekologickému způsobu těžby. Německo svým rozhodnutím odklonu od jaderné energetiky ve velmi krátkém období bude muset přejít z velké části na drahý plyn z Ruska a stane se tak závislé na stabilitě dodávek. Byl sice vybudován plynovod Nord stream a plánuje se South stream, ale přesto je jistota dodávek s ohledem na minulé roky otázkou.

Těžké topné oleje vznikají při zpracování ropy v rafineriích a tedy přímo na území Evropy. Dodávky ropy jsou prioritní z důvodu závislosti ekonomiky na této surovině. Dodávky jsou do Evropy dopravovány jak ropovody tak pomocí tankerů. Pístové spalovací motory tak mohou být dobře zásobovány. S ohledem na zpoplatnění emisí CO₂ je TTO v nevýhodě oproti zemnímu plynu. Ze studie KPMG pro MAN [1] vyplývá, že emise CO₂ jsou pro paroplyn se čtyřdobými spalovacími motory na HFO 530 g/kWh a při spalování plynu 388 g/kWh. V porovnání s uhelnými elektrárnami se však jedná o 30% úsporu pro TTO a pro plyn dokonce 50%. Nejvýhodnější variantou z hlediska emisí je kogenerace. Při palování plynu v kogeneračním zařízení jsou produkovány emise 224 g/kWh a pro TTO 333 g/kWh. Cena emisních povolenek je velmi volatilní [historický záznam CFD]. Ve zmíněné studii se počítá s cenou 25 eur/tunu, v současné době je cena povolenky ~5EUR/tunu. Budoucí vývoj této nákladové položky je obtížně předpověditelný.

\$ za tunu



Obr. 2 – Vývoj ceny TTO a MDO od roku v letech 2000 až 2008, zdroj: www.bunkerworld.com

Od roku 2000 došlo ke změně legislativy pro námořní přepravu. IMO zpřísnila emisní pravidla pro nákladní lodě, čímž rozhodla o útlumu využívání HFO pro pohon lodí. V současné době je jako námořní palivo využíváno IFO, které má odlišné vlastnosti, obsah síry je maximálně 3,5%. Ceny HFO jsou kótovány jen do roku 2008 (začala platit nová legislativa) a od této doby jsou vedeny ceny jen IFO. Vývoj cen je zaznamenán na obr. 2 a ukazuje, že cena TTO v posledním desetiletí prudce rostla. Po roce 2008 došlo k substituci za IFO, jehož cena je v současné době kolem 630 \$/tunu. V současné době se TTO obchoduje pod označením Mazut 100 a cena je cca 400\$/tunu (cenová nabídka dodávky – květen 2012).

Předpokládaná cena zbytkových ropných derivátů je zachycena ve studii [2], která byla vypracována Asijskou rozvojovou bankou v prosinci 2009. Predikuje cenu TTO na následujících 20 letech. Odhad přibližně odpovídá ceně získané poptávkou a využívá závislosti $\text{cena TTO} = 0,68 \cdot \text{cena ropy}$.

Ceny paliv a politika EU tlačí na producenty elektrické energie, aby instalované zdroje měly maximální účinnost. Pro pístový spalovací motor se nabízí kombinace s R-C cyklem parní turbíny. Energie horkých spalin, které dosahují přibližně 400°C (v závislosti na typu motoru), může být takto využita, což zvýší celkovou účinnost. Další možností, která se nabízí je využít spaliny rekuperací tepla ať už ve formě průmyslové páry či horké vody na vytápění objektů. Přestože cena TTO oleje se v posledních 10 letech téměř ztrojnásobila, je podíl spalovacích motorů pro TTO téměř 50%.

Evropa je proti rozvojovým zemím charakteristická svou legislativní komplexností a řadou pravidel pro tvorbu ceny, podmínek poskytování podpůrných služeb a instalace zařízení z hlediska dopadu stavby na životní prostředí. Součástí cenového zvýhodnění je také podpora KVET a zdrojů šetřící primární palivo.

Tato diplomová práce bude předpokládat umístění zařízení na území Evropské unie. Zaměří se na koncepci paroplynové elektrárny s pístovými motory spalujícími TTO a alternativním řešením kombinované výroby elektrické energie a tepla vyvedené v horké vodě. S ohledem na legislativní podmínky zapojení do distribuční soustavy jako zdroj pro základní zatížení, poskytujícího podpůrné služby či zdroje KVET je nutno nahlédnout do směrnic Evropské komise nebo legislativy konkrétního státu.

1.1 Legislativa

Legislativa v zemích EU je charakteristická existencí směrnic Evropské unie a legislativy jednotlivých států, které by tyto směrnice měly implementovat. Členské země EU jsou vzájemně propojeny elektrizační soustavou UCTE a pro stabilitu dodávek elektrické energie bylo nutné vytvořit společná pravidla. Legislativní prostředí v jednotlivých zemích Evropské unie je v klíčových bodech totožné. Tato kapitola se zaměří na legislativu ČR, především na vymezení producenta elektrické energie, kombinované výroby elektrické energie a tepla a poskytování podpůrných služeb. Informace jsou čerpány z platných předpisů a webových stránek ČEPS.

Do české legislativy se směrnice EU promítly v zákoně č. 458/2000 Sb. tzv. nový energetický zákon, který plně implementoval principy platné v zemích EU pro oblast podnikání a výkon státní správy v elektroenergetice. Oblast teplárenství není upraveno žádným předpisem práva Evropského společenství. Tento zákon vymezuje podmínky podnikání, výkon státní správy včetně regulace v energetických odvětvích a práva a povinnosti fyzických a právnických osob. Vymezuje jednotlivé subjekty s cílem dosažení spolehlivé a kvalitní dodávky energie za přijatelné ceny pro všechny konečné spotřebitele a také vytvořil podmínky k ochraně životního prostředí.

V elektroenergetice je uplatňován volný postoj k regulovanému přístupu k sítím. To znamená, že každý kdo splňuje zákonem a příslušnými prováděcími předpisy stanovené podmínky, má právo na přístup k sítím a realizaci dohodnutých obchodů s elektřinou. Tento model je platný pro většinu evropských zemí. Zákon koncipuje právní nárok na udělení licence, která je udělena na 25 let. Podmínkou udělení licence je také prokázání finančních a technických předpokladů k výkonu podnikatelských činností. Jednotlivá kritéria jsou definována v zákoně a o míře naplnění rozhoduje ERÚ.

Výroba elektřiny včetně jejího prodeje ostatním účastníkům trhu je plně liberalizovaná jak v oblasti silové elektřiny, tak i v oblasti podpůrných služeb. Výjimkou je výkup elektřiny z obnovitelných zdrojů, druhotných energetických zdrojů a kombinované výroby elektřiny a tepla, kde ERÚ stanovuje příspěvky k ceně elektřiny. Každý výrobce může na základě smlouvy o dodávce elektřiny dodávat elektřinu jakémukoliv zákazníkovi v České republice nebo zahraničí. Výrobce elektřiny je zároveň vázán příkazy příslušného technického dispečinku a u nově budovaných výroben o výkonu vyšším jak 30 MW instalovat a provozovat zařízení pro poskytování podpůrných služeb aby byly zaručeny plynulé dodávky elektřiny s požadovanými parametry.

Výrobce elektřiny může na trhu umisťovat produkci v základním zatížení nebo poskytovat podpůrné služby. Podpůrné služby se uplatňují na vyrovnávacím trhu s regulační energií, který je uskutečňován po uzavírce dvoustranného obchodování a po uzavírce organizovaného krátkodobého trhu s elektřinou. Účastnit se mohou subjekty s uzavřenou smlouvou o přístupu na tento trh. Na tomto trhu se obchoduje kladná i záporná regulační energie v minimálním množství 1 MWh. Nabídky podávají registrovaní účastníci operátorovi trhu, který je zahrne do systému vyhodnocení a zúčtování odchylek.

Podpůrné služby zajišťuje také provozovatel přenosové soustavy, který je nakupuje od fyzických či právnických osob, které splňují podmínky stanovené provozovatelem. PpS jsou nakupovány dvěma způsoby. Prostřednictvím dlouhodobých kontraktů, které jsou uzavírány z výběrových řízení, která jsou vypisována na jednotlivé kategorie PpS. Používají se nabídkové ceny. Touto cestou je nakoupeno zhruba devadesát procent PpS. Zbývající část je nakupována prostřednictvím denního trhu PpS.

Jednotlivé kategorie PpS jsou dle ČEPS:

- ***primární regulace frekvence bloku (PR)***

je lokální automatická funkce zajišťovaná obvody primární regulace, spočívající v přesně definované změně výkonu elektrárenského bloku v závislosti na odchylce frekvence od zadané hodnoty. Provozovatel bloku musí zajistit uvolnění požadované regulační zálohy bloku do 30 sekund od okamžiku vzniku výkonové nerovnováhy.

- **sekundární regulace výkonu bloku (SR)**

je proces změny hodnoty výkonu regulovaného elektrárenského bloku, tak jak je požadováno sekundárním regulátorem frekvence a salda předávaných výkonů.

- **terciární regulace výkonu bloku (TR)**

spočívá ve změně výkonu bloku na základě požadavku provozovatele PS.

- **rychle startující 10minutová záloha (QS_{10})**

jsou bloky, které do 10 minut od příkazu dispečera schopny přifázování a najetí na jmenovitý nebo na předem sjednaný výkon.

- **rychle startující 15minutová záloha (QS_{15})**

jsou bloky, které jsou do 15 minut od příkazu dispečera schopny poskytnout sjednanou regulační zálohu.

- **dispečerská záloha (DZ_t)**

Dispečerskou zálohu tvoří bloky elektráren odstavené do zálohy, schopné na žádost provozovatele PS najet na jmenovitý nebo předem určený výkon do t minut.

- **snížení výkonu (SV_{30})**

je poskytováno na blocích, které jsou do 30 minut od povelu dispečera schopny snížení výkonu o předem sjednanou hodnotu nebo schopny plného odstavení.

V současné době probíhá zavádění nových typů podpůrných služeb, které začínají účinkovat v lednu 2013, a během června 2012 bude probíhat výběrové řízení, které určí ceny za poskytované služby. Jedná se o doběh certifikátů TR, DZ_t , QS_{15} a zavádění nových služby tzv. minutových PpS MZ_t . Změny PpS jsou uvedeny v tabulce 1. Tyto znamenají za jak dlouho (t) dosáhne blok výkonu regulační zálohy s rychlostí 2 MW/min a vyšší.

Stávající stav	Přechodné období	Finální stav
2011-2012	2013-2014	2015
PR	PR	PR
SR	SR	SR
QS_{10}	MZ_5	MZ_5
QS_{15}	QS_{15}, MZ_{15}^+	MZ_{15}^+
TR+	MZ_{15}^+	MZ_{15}^+
TR-	MZ_{15}^-	MZ_{15}^-
DZ_{30}	MZ_{30}	-
ZZ_{30}	-	-
SV_{30}	SV_{30}	SV_{30}

Tab. 1 – Změny PpS, zdroj: prezentace z lednové schůzky ČEPS

Odlišná situace je v případě vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla a výroby elektřiny z druhotných energetických zdrojů. Tyto zdroje mají na základě podání žádosti právo na přednostní zajištění dopravy elektřiny přenosovou soustavou a prodávají elektřinu za dotovanou cenu (tato výhoda je pro velké zdroje minimalizována). Za takové zdroje lze považovat také pístový spalovací motor s využitím tepla spalin pro ohřev vody na vytápění. Podmínkou je úspora vstupního paliva ve výši nejméně 10%. Poměrná úspora primární energie je vypočtena na základě postupu v příloze č. 3 k vyhlášce 344/2009 Sb. (MPO) jako podíl energie získané společnou výrobou elektřiny a tepla oproti samostatné výrobě elektřiny a tepla.

Podpora KVET vyplívá z Evropské energetické politiky. Její cíle jsou následující: „Evropská energetická politika rozhodným způsobem zavazuje Evropskou unii (EU) k ekonomice s nižší spotřebou založenou na bezpečnější, konkurenceschopnější a udržitelnější energii. Energetické cíle, které je třeba přednostně plnit, zahrnují zajištění řádného fungování vnitřního trhu s energií, zabezpečení strategických dodávek, konkrétní snížení emisí skleníkových plynů způsobené výrobou nebo spotřebou energie a jednotný postup EU na mezinárodní scéně.“ [3.] Oblast energetické politiky je velmi obsáhlá a pro potřeby této práce se zaměřím jen problematiku, která je důležitá pro analýzu umístění teplárny s pístovými motory v EU.

Mezi hlavními cíli energetické politiky jsou: zabezpečení dodávek energií, snížení emisí skleníkových plynů, energetická účinnost a zvážení budoucnosti jaderné energetiky. Zaručení stabilních dodávek předpokládá širokou diverzifikaci zdrojů s důrazem pro posílení strategických zásob ropy a dodávek zemního plynu. Velký závazek EU představuje snížení vnitřních emisí CO₂ o 20% do roku 2020 (v porovnání s rokem 1990). V návaznosti na tento bod je rozhodnutí o budoucnosti jaderné energetiky v EU, která je největším producentem energie bez emisí CO₂. Posledním zmíněným bodem je energetická účinnost, která má zaručit úsporu primární energie o 20% do roku 2020. Z těchto bodů vychází analýzy umístění paroplynové elektrárny a teplárny s pístovými motory. [3.]

2 Principy paroplynového cyklu

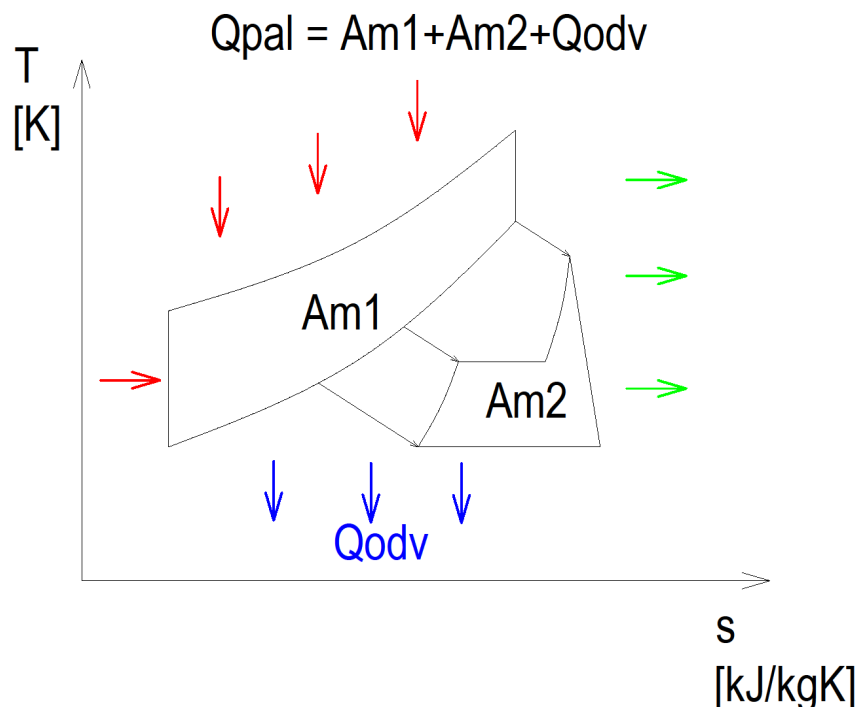
Jak bylo řečeno v předcházející kapitole, současné ekonomické podmínky vytvářejí nátlak na co nejvyšší využití disponibilních zdrojů. Za těchto okolností je při návrhu zdroje prioritní jeho účinnost. Vysokého stupně využití energie obsažené v palivu je dosažitelné kombinací termodynamických cyklů. U energie získané z těchto cyklů je nutné uvažovat krom její kvantity také kvalitu. Kvalita energie je dána její schopností převodu na jiné formy energie – exergií. Nejvyšší poptávka je po energii nejlépe distribuovatelné a transformovatelné na jiné formy, tedy po energii elektrické (mechanické práci). Další formou je energie tepelná, která však má svá specifika pro svou distribuci. Tato kapitola je zaměřena na kombinaci termodynamických cyklů, které produkují jen elektrickou energii.

Termická účinnost se vyjadřuje jako podíl energie využitý zařízením k energii dodané do tohoto zařízení. Pro tepelné motory se účinnost definuje jako podíl práce cyklu k dodanému teplu. Pro porovnávání tepelných cyklů lze použít tzv. Carnotovu účinnost, která popisuje jejich maximální možnou účinnost. Carnotova účinnost je funkcí teplot, mezi kterými tepelný cyklus probíhá. Matematický zápis Carnotovy účinnosti je následující:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

$T_C...$ je teplota, při které je teplo z cyklu odváděno

$T_H...$ je teplota, při které je teplo z cyklu dodáváno



Obr. 3 – T- s diagram paroplynového cyklu

$Q_{pal}...$ *teplo přivedené v palivu*

$A_{m1}...$ *mechanická práce Ottova oběhu*

$A_{m2}...$ *mechanická práce R-C oběhu*

$Q_{odv}...$ *teplo odvedené z paroplynového cyklu*

Nejvyšších účinností dosáhneme při maximálních rozdílech horních a dolních středních pracovních teplot cyklů. Tuto podmínku splňuje paroplynový cyklus, který se skládá ze dvou tepelných cyklů pracujících při různých teplotách. Příklad kombinovaného cyklu s pístovými motory se skládá z Ottova a Rankin – Clausiova oběhu. Teplo je přiváděno v palivu jen do Ottova oběhu. Spaliny z pístových motorů, mají teploty kolem 400°C, jsou využity pro ohřev pracovního média R-C cyklu, ze kterého je teplo odváděno při teplotě kondenzace páry. Spaliny odcházejí komínem v závislosti na teplotě rosného bodu. Princip paroplynu je znázorněn v T-s diagramu na obrázku 3.

Paroplyn s pístovými spalovacími motory využívá velký teplotní rozdíl, který má potenciál dosáhnout vysoké účinnosti. Horní teplota T_H je dána teplotou spalování nafty ve stlačeném vzduchu a je limitována mechanickými vlastnostmi konstrukčních materiálů. Dolní teplota T_C je omezena možnostmi odvést teplo do okolí.

3 Paroplynová elektrárna

Tato kapitola je věnována technickému popisu paroplynové elektrárny s pístovými motory spalujících TTO o výkonu 40 MW. Cílem této koncepce je dosažení maximální účinnosti výroby elektrické energie. Z důvodů uvedených v 1. kapitole budeme předpokládat umístění v prostoru ES a možností pracovat jak v základním zatížení tak poskytovat podpůrné služby.

Projekt se opírá o základní principy paroplynu uvedené v předcházející kapitole. Tedy z kombinace Ottova a R-C cyklu s využitím odpadního tepla ve spalínách a chladicí vodě. Schéma je znázorněno v příloze č. 1.

Diesel generátor dodává energii do sítě. Motor je chlazen vysokoteplotní (VT) a nízkoteplotní (NT) chladicí vodou. VT chladicí voda dodává teplo napájecí vodě (NTO) pro parní kotel a ohřívá nádrže s TTO. Výstupní teplota z motoru i max. teplota vstupující chladicí vody do motoru je stanovena výrobcem. Dochlazení je zajištěno vzduchovým chladičem umístěným na střeše objektu. VT voda motoru dále zajišťuje chlazení mazacího oleje a úpravu vzduchu na požadované parametry ve chladiči vzduchu. NT chladicí voda zajišťuje dochlazení spalovacího vzduchu na požadovanou teplotu a zajišťuje chlazení trysek motoru, oleje převodovky a chlazení LTO.

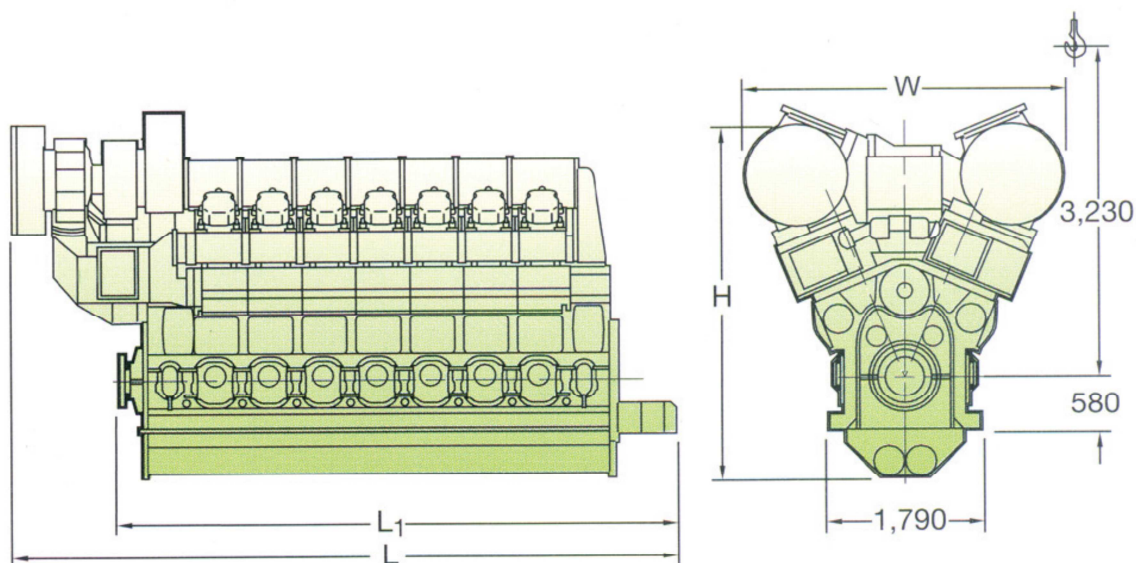
Horké spaliny z motoru jsou přiváděny do spalínového kotle, kde jsou dochlazeny a odcházejí komínem. Ve spalínovém kotli se již ohřátá napájecí voda přeměňuje v přehřátou páru, která vstupuje do turbíny. Turbogenerátor dodává elektrickou energii do sítě. Pára z turbíny kondenzuje v kondenzátoru a kondenzát je odváděn do napájecí nádrže.

3.1 Motor MAN 16V 32/40

Jako vhodný výrobce motorů byla zvolena firma MAN, která se zabývá produkcí lodních motorů pro pohon nákladních lodí a současně nabízí také dieselelektrické agregáty. Tyto motory často jsou vhodné jak pro umístění jako paroplynová elektrárna v tropických oblastech tak na území Evropy v souladu se závěry kapitoly 1. Firma MAN zaujímá na trhu se spalovacími motory dominantní postavení a dle vyjádření CEO je její tržní podíl téměř 50%. Dalším aspektem vhodnosti motoru právě od firmy MAN pro aplikaci s TTO je skutečnost, že MAN dodává 47% dodávek právě pro spalování TTO. Bohaté zkušenosti zaručují dobrou spolehlivost.

Pro volbu počtu motorů a jejich velikosti vycházím z následujících kritérií. U velkoobjemových spalovacích motorů platí, že čím větší má počet válců, tím větší účinnosti dosahuje. Zároveň je výhodné mít takový počet motorů, aby nucená odstávka nezpůsobila příliš velký výpadek výkonu. Požadovaný výkon elektrárny 40MW je krytý jmenovitým výkonem diesellových motorů. Toto kritérium je výhodné pro schopnost rychlého náběhu motoru a poskytování PpS.

Pro pokrytí výkonu jsem zvolil 5 motorů MAN 16V 32/40, každý o jmenovitém výkonu 8MW. Kdyby nastala porucha jednoho motoru, zbylé 4 jsou schopny dodávat 80% $P_{jmen.}$



Obr. 4 – Motor MAN 16V 32/40, zdroj: materiály MAN

Hlavní rozměry a váha motoru

• Délka L	8 365 mm
• Délka L ₁	7 150 mm
• Šířka W	3 730 mm
• Výška H	4 420 mm
• Váha	77 t

Zátěžové parametry motoru při ISO podmínkách a jmenovitém výkonu

• Otáčky při frekvenci 50Hz	750 ot/min
• Počet pólových dvojic	4 -
• Objemový průtok VT chladícím okruhem	96 m ³ /h
• Objemový průtok NT chladícím okruhem	75,6 m ³ /h
• Teplo na zmaření	
○ Chladící voda NT (spalovací vzduch)	1044,4 kW
○ Mazací olej + separátor	1000 kW
○ Tepelná radiace motoru	360 kW
• Využitelné teplo	
○ Chladící voda VT (spalovací vzduch)	1588,9 kW
○ Chladící voda válců	1066,7 kW
• Parametry vzduchu	
○ Teplota vzduchu za kompresorem	205 °C
○ Teplota vzduchu před válcem	42 °C
○ Množství nasávaného vzduchu	15,8 kg/s
○ Absolutní tlak nasávaného vzduchu	4,04 bar

- Parametry spalin
 - Množství spalin 16,2 kg/s
 - Teplota na výstupu 320 °C
 - Max. tlak spalin za turbodmychadlem 30 mbar

	Spotřeba TTO/MDO [g/kWh]				
	V 32/40				
Zatížení [%]	100	85	75	50	25
Podmínky ISO 3046-1	181	179	180	185	198

Tab. 2 – Spotřeba TTO v závislosti na zatížení, zdroj: materiály MAN

Motor MAN V 32/40 je velmi robustní konstrukce neboť dovoluje zatěžování již od 25% P_{jmen} . Pro stabilní spalování TTO nemá být motor dlouho vystaven výkonům nižším než 25% P_{jmen} . Přestože je možné motor provozovat na tak nízké zatížení je výhodnější z hlediska životnosti (při nízkých výkonech dochází k zanášení spalovacích komor, které je kompenzováno zvýšením výkonu na 70% P_{jmen} na stanovenou dobu) a ekonomiky provozu se pohybovat mezi výkony od 50 do 100%, kde spotřeba paliva na kWh je téměř konstantní (široké rozmezí vysoké účinnosti). Spotřeba paliva je zachycena v tabulce 2. Z hlediska regulačních schopností se jedná o výborné parametry v porovnání s jinými zdroji. Především rozsah výkonů je bezkonkurenčně nejlepší.

Pozn. Regulační schopnost plynových turbín se pohybuje od 70 do 100% P_{jmen} .

3.1.1 Okrajové podmínky pro provoz motorgenerátoru

Výrobce stanovuje podmínky kvality pro média vstupující do motoru. V této podkapitole jsou zmíněny požadavky na olej pro mazání, chladicí vodu, vzduch a požadavky na vlastnosti TTO. Tyto data budou použita v kapitolách 3.2 (Mechanické pomocné systémy) a 3.3 (Palivové hospodářství).

Kvalita mazacího oleje při spalování TTO

Pro spalování TTO je použit středně-alkalický mazací olej, který je namíchán ze základního oleje a aditiv. Díky zvýšenému obsahu pevných částic v TTO aditiva zajišťují minimální obsah popele po spálení a zabraňují usazování nánosů na stěně válce. Kvalita mazacího oleje je dána úrovní jeho neutralizační kapacity (podle BN). Odlišné jsou požadavky na mazací olej v závislosti na obsahu síry v palivu. Spotřeba mazacího oleje je přibližně 0,5 g/kWh.

Požadavky na viskozitu:

- Třída viskozity (40°C) SAE 40

Požadavky na Base Number (BN)

- S obsahem síry v TTO < 1,5 % 30 mgKOH/g oleje
- S obsahem síry v TTO > 1,5 % 40 mgKOH/g oleje

Kvalita chladicí vody

Chladicí voda motoru musí být řádně ošetřena a kontrolována, aby bylo zabráněno korozi a erozi částí motoru. Hlavními požadavky jsou tvrdost a pH vody. V našem případě se jedná o uzavřený chladicí okruh a voda chemickými aditivy na bázi nitridu sodíku, antikorozním olejem a příměsí nemrznoucí kapaliny.

Požadavky na chladicí vodu:

- | | |
|----------------------------|-----------------------------|
| • Typ vody | destilovaná nebo čistá voda |
| • Celková tvrdost | < 10 °dH |
| • Hodnota pH | 6,5-8 - |
| • Obsah chloridových iontů | < 50 mg/l |

Kvalita spalovacího vzduchu

Na kvalitě nasávaného velmi závisí výkon motoru a také jeho životnost. Stav vzduchu ovlivňují nejen atmosférické podmínky, ale taky znečištění pevnými částicemi a plynnými látkami. Z těchto důvodů je nasávaný vzduch čištěn filtry a koncentrace nečistot před turbodmychadlem nesmí přesáhnout hodnoty:

- | | |
|-----------------------------|---------------------------------------|
| • Velikost částic | < 5 μm |
| • Množství prachu | < 5 mg/m ³ _n |
| • Množství chlóru | < 1,5 mg/m ³ _n |
| • Množství SO ₂ | < 1,25 mg/m ³ _n |
| • Množství H ₂ S | < 15 mg/m ³ _n |

Kvalita TTO

Motory MAN jsou schopny pracovat také s TTO, které představují nejméně kvalitní palivo pro tyto motory. Kvalita TTO je značně závislá na původu a proto se jednotlivé druhy mohou výrazně lišit. Specifikace TTO je uvedena v ISO 8217-2005. TTO jako palivo nesmí obsahovat příměsí motorového oleje, neminerální oleje (olej z uhlí) nebo odpadní produkty chemického průmyslu nebo podobných provozů.

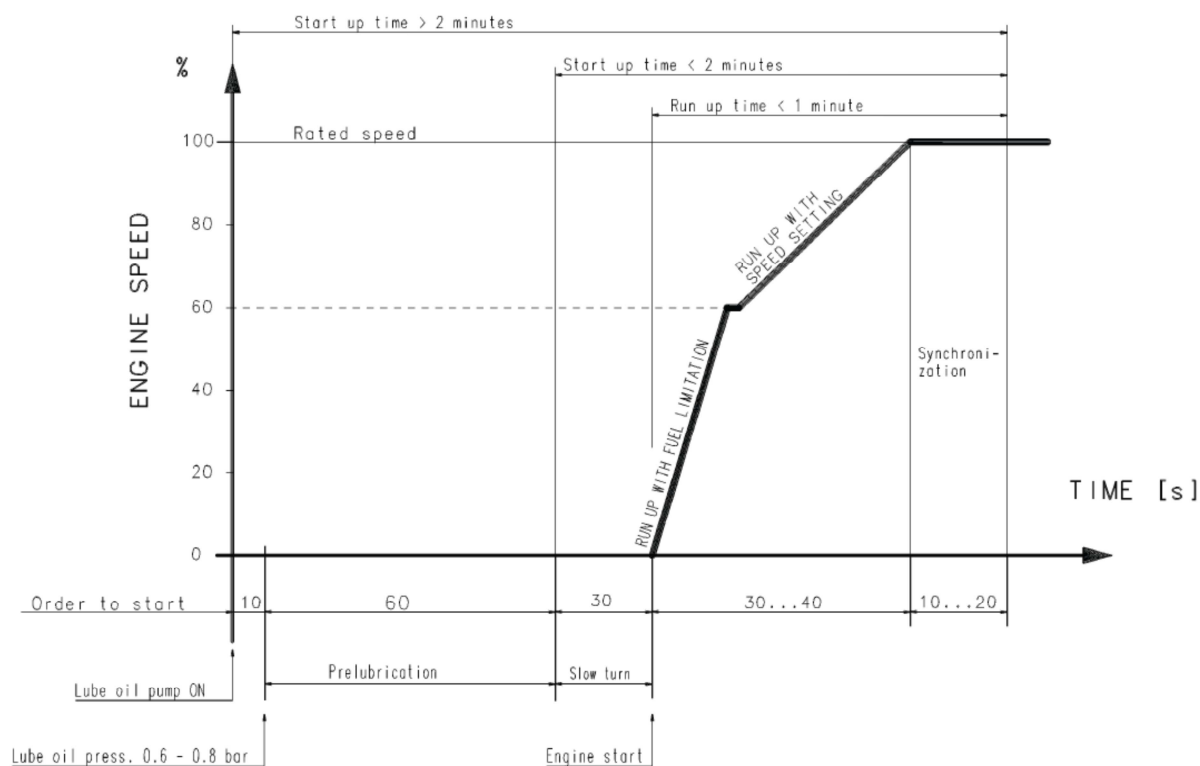
Jak bylo zmíněno v úvodu kapitoly 3.1, regulační schopnosti motorů MAN mají široký rozsah. Další výhodnou vlastností je schopnost velmi rychlého startu a dosažení plného zatížení. Rychlost s jakou je motor schopen dosáhnout požadovaných otáček závisí na stavu připravenosti a druhu použitého paliva. Motory MAN mohou spalovat krom TTO také LTO. V případě nouze je motor schopen spalováním LTO nastartovat a dodávat do sítě během 3 min. Za normálních spouštěcích podmínek, kdy startuje na LTO a po zahřátí motoru přejde na TTO, do 10 minut. Problematikou najíždění se zabývá podkapitola 3.1.2.

Parametry palivového systému:

• Viskozita (50°C)	< 380 mm ² /s
• Hustota (15°C)	< 1010 kg/m ³
• Flash point	> 60 °C
• Pour point	< 30 °C
• Obsah uhlíku	< 22 % hm.
• Obsah Síry	< 3,4 % hm.
• Obsah vody (před motorem)	< 0,2 % obj.
• Neorganické cizí částice (před motorem)	< 20 mg/kg
• Velikost částic (před motorem)	< 5 µm

3.1.2 Startovací podmínky

Motory MAN mohou v závislosti na druhu paliva a pohotovostním stavu najíždět v několika provozních režimech včetně startu z black-outu. Motor v pohotovostním režimu je neustále předmazáván a do 12 hodin v tomto stavu je schopen dodávat do sítě v čase menším než 1 minuta. Maximální délka pohotovostního režimu je 48 hodin, poté musí být motor spuštěn a v závislosti na používaném palivu setrvat na určitém výkonu stanovenou dobu.



Obr. 5 – Startovací čas diesel generátoru, zdroj: materiály MAN

Pokud je motor ve vypnutém stavu, je systém předmazáván v pohotovostním stavu nebo jsou zapnuta čerpadla tohoto systému. Z takového stavu je motor schopen najet na požadované otáčky a dodávat do sítě v době kratší než 2 minuty. V tomto režimu může být motor provozován jen na TTO, pokud je jeden motor neustále v provozu ve společném

tlakovém systému pro několik motorů. Dále závisí na viskozitě TTO. Musí být dodrženy hodnoty požadované výrobcem například smícháním TTO s LTO. Startovací čas motoru je znázorněn na grafu v obr. 5.

Po synchronizaci motor dodává do sítě přibližně 20 % P_{jmen} a 100 % zatížení je schopen dosáhnout přibližně za 9 minut od počátku zatěžování. Motor je tedy schopen najet z vypnutého stavu až po P_{jmen} v době kratší než 11 minut.

Koncept 40 MW paroplynové elektrárny s pístovými motory by byl schopen z vypnutého stavu do 2 minut od podání pokynu dodávat do sítě 8 MW_e a každou minutu by výkon narostl o cca 3,5 MW_e (tyto hodnoty jsou vhodné pro poskytování PpS MZ₁₅). Díky vysokým požadavkům na kvalitu TTO pro podmínky startu a eliminaci problému vznětlivosti paliva je výhodnější motor startovat s LTO a po zahřátí motoru a TTO na požadované parametry přepnout trojcestným ventilem na spalování TTO.

3.2 Mechanické pomocné systémy

Správná funkce diesel generátoru závisí na optimálním provozu mechanických podpůrných systémů. Tyto systémy zaručují, že motor bude zásobován startovacím vzduchem, mazacím olejem, chladicí vodou a spalovacím vzduchem podle požadavků výrobce. Jak je patrné ze schématu v příloze č. 1, teplo z jednotlivých systémů je odváděno prostřednictvím chladicí vody. Toto uspořádání umožňuje částečně využít vznikající odpadní teplo a snížit investiční náklady na chladicí systém.

3.2.1 Olejové hospodářství

Systém olejového hospodářství musí motoru dodávat mazací olej o předepsaných teplotách a kvalitě aby zajistil promazávání válců, chladil ložiska a další komponenty. Systém promazávání je uzavřený cirkulační systém, kde VT chladicí voda zajišťuje odvod tepla. Požadavky kladené na parametry oleje jsou uvedeny v kapitole 3.1.1 a pro správné promazávání musí mít teplotu minimálně 40°C. Požadovaná vstupní teplota oleje za ustálených podmínek je 65°C.

Olejové hospodářství můžeme rozdělit na dva systémy. Systém zásobování mazacím olejem zajišťuje stáčení nového oleje jeho skladování a zásobování tak aby byl zaručen nepřetržitý provoz motorů. Systém promazávání zajišťuje napájení motoru olejem požadovaných vlastností.

Systém zásobování mazacím olejem

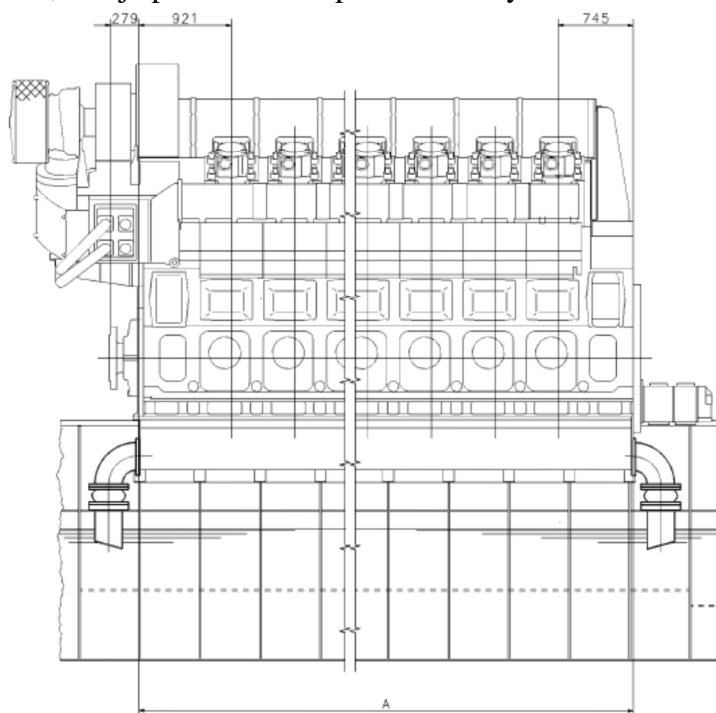
Tento systém zajišťuje skladování dodaného oleje, který je dopravován v barelech, kontejnerech nebo v cisternách. Jednotlivými částmi jsou stáček rampa, nádrže pro uskladnění oleje a transportní čerpadla.

- **Stáčecí rampa** – je vybavena stáčecím čerpadlem, ventilem a filtračním systémem zbavujícím oleje hrubých nečistot. Stáčecí čerpadlo může být zubové nebo šroubové.
- **Skladovací nádrže** – tato nádrž je vyhřívána parou a za normálních provozních podmínek musí být úroveň oleje ve stanoveném rozmezí pracovní nádrže. Kapacita skladovací nádrže pro 60 dní nepřetržitého provozu je 32m^3 .
- **Transportní čerpadla** – jsou zubová čerpadla zajišťující dopravu oleje do pracovní nádrže. Jsou vždy dvě pro případ poškození.

Systém promazávání motoru

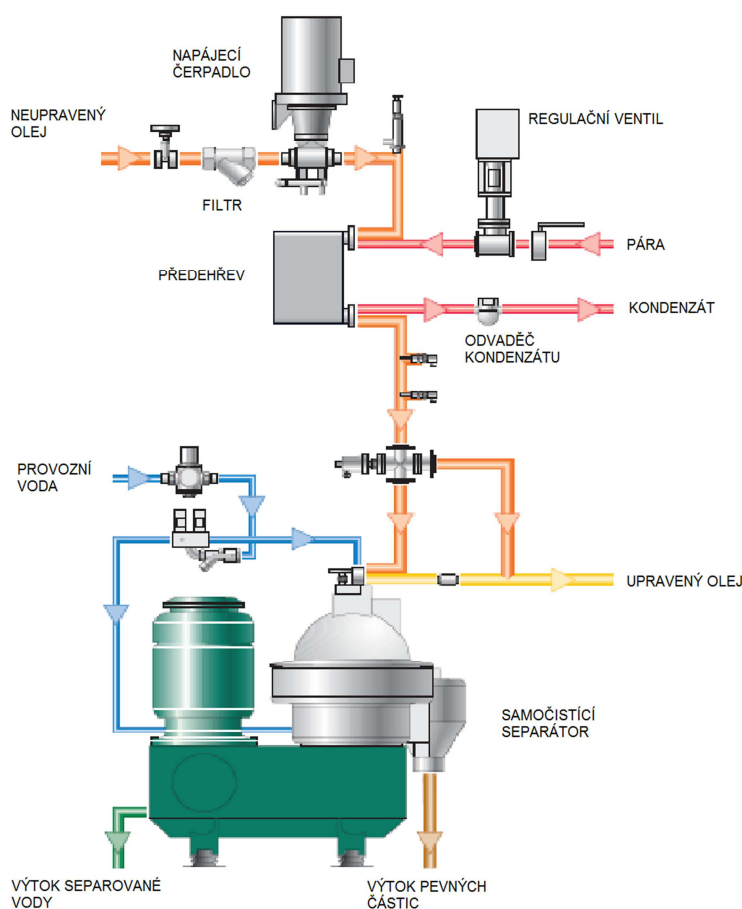
Systém promazávání motoru je výrobcem motoru jasně specifikován a musí být oddělený zvlášť pro každý motor. Jednotlivé části jsou olejová pracovní nádrž, čerpadla, filtrace, předehřívací modul, chladič oleje, modul čištění oleje, kontrolní ventily a další pomocné vybavení zajišťující žádané vlastnosti oleje.

Výrobce navrhuje, aby tepelný výměník byl chlazen NT chladícím okruhem, kde je teplo v této koncepci odváděno ve vzduchovém chladiči a NT voda dochlazena na teplotu 35°C . Toto uspořádání je vhodné pro námořní aplikace, kde ke chlazení je používána mořská voda o přibližně konstantní teplotě. Při chlazení vzduchem je účinnější chladit na vyšší teploty (40°C a více). Proto jsem se rozhodl zařadit chladič mazacího oleje do VT chladícího okruhu, který bude podrobněji rozebrán v samostatné kapitole. Toto uspořádání snížilo výkon chlazení v NT okruhu, kde je požadovaná teplota NT vody 35°C .



Obr. 6 – Pracovní nádrž umístěná pod motorem, zdroj: materiály MAN

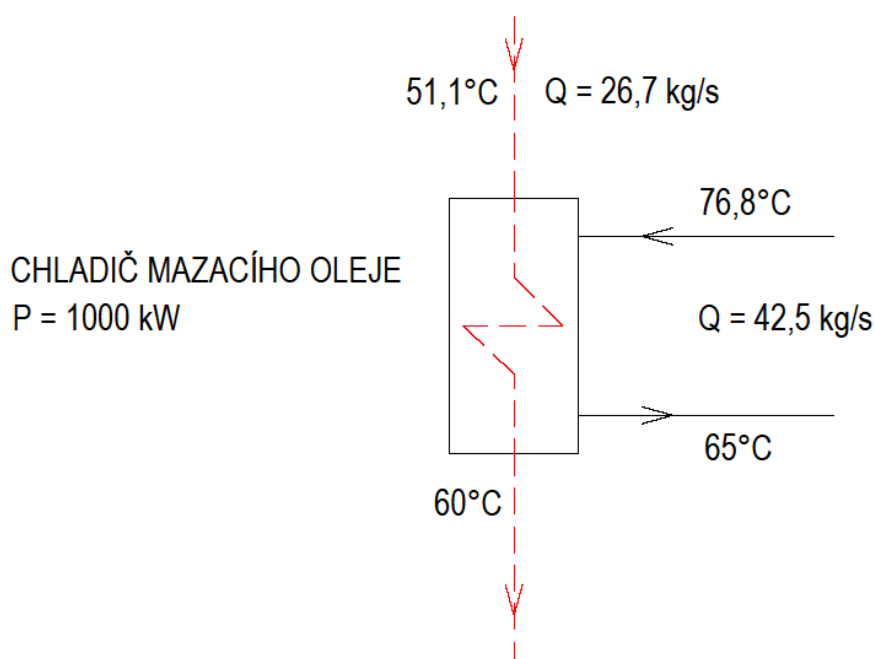
- **Pracovní nádrž** – uložení pracovní nádrže je doporučeno v celém prostoru pod motorem. Nádrž musí být navržena tak aby bylo zaručeno řádné odplynění oleje. Aby byla zaručena nepřítomnost vzduchu, je olej nasáván jen v limitních úrovních. Minimální množství oleje pro jeden motor je 8m^3 . Toto množství je však závislé na geometrii a objemu celého systému.
- **Přehřev oleje** – olej při vstupu do motoru musí být přehřátý na min. 40°C . Výrobce navrhuje způsob je ohřátí oleje prostřednictvím čerpadla.
- **Chladič oleje** – je výměník odvádějící akumulované teplo ze systému. Teplo vzniká v motoru a separátoru. Celkově je nutno odvézt 1000 kW pro jeden motor pracující na plné zatížení.
- **Modul čištění oleje** – zajišťuje odstraňování nečistot z oleje a tím udržuje jeho vlastnosti a ochraňuje motor. Tento modul je spojený se systémem zásobování mazacího oleje a obsahuje transportní čerpadlo, přehřívací jednotku, kalové čerpadlo a kalovou nádrž. Odstředivý separátor zbavuje olej vody, zbytků po spalování a jiných mechanických nečistot. Požadovanou kvalitu pak zaručuje systém filtrů. Pro zvolený motor je doporučován automatický filtr čištěný zpětným proplachem. Schéma zapojení je znázorněno na obr. 7.



Obr. 7 – Schéma modulu čištění oleje, zdroj: materiály GEA Westfalia

- **Čerpadlo mazacího oleje** – zajišťuje cirkulaci oleje. Pro zamezení vysokého tlaku v systému je instalován bezpečnostní ventil. Výhodné je používat motorem poháněná čerpadla, která umožňují zásobování motoru pohotovostního odstavení motoru nebo black-outu. Čerpadla jsou vždy zálohována.
- **Pomocné vybavení** – zahrnuje kontrolní teplotní a tlakové ventily, indikační a alarmní filtry, odběrná místa na vzorky a další systémy pro kontrolu a zabezpečení kvality dodávek.

TEPELNÁ BILANCE CHLADIČE OLEJE



Obr. 8 – Tepelná bilance chladiče oleje

Pro výpočet bilance chladiče oleje vycházím ze z hodnot určených výrobcem:

- | | | |
|---|------|--------|
| • Průtok oleje chladičem Q_{olej} | 42,5 | kg/s |
| • Tepelná kapacita oleje c_{olej} | 2 | kJ/kgK |
| • Teplota oleje na vstupu do motoru t_{Oin} | 65 | °C |
| • Teplota vstupu VT vody do motoru t_{in} | 60 | °C |
| • Průtok VT chladicí vody Q_v | 26,7 | kg/s |
| • Chladicí výkon chladiče oleje P | 1000 | kW |

Ze znalosti množství tepla, které musí chladič odevzdat do chladicí vody, vypočítám teplotu na vstupu VT vody do chladiče podle vzorce:

$$P = Q_v * c_v * (t_{out} - t_{in}) \rightarrow t_{in} = t_{out} - \frac{P}{Q_v * c_v} = 60 - \frac{1000000}{26,7 * 4200}$$

$$t_{in} = 51,1^\circ\text{C}$$

Pro úplnou znalost teplot ve výměníku si dopočítám teplotní spád na straně oleje a teplotu oleje na výstupu z motoru.

$$P = Q_{olej} * c_{olej} * (t_{oin} - t_{oout}) \rightarrow t_{oin} = t_{oout} + \frac{P}{Q_{olej} * c_{olej}} = 65 + \frac{1000000}{42,5 * 2000}$$

$$t_{oin} = 76,8^\circ\text{C}$$

Tento výpočet bude obdobně aplikován při výpočtech chladících okruhů motoru. Proto byl v této části práce podrobněji zmíněn. V dalších částech na něj bude odkazováno.

3.2.2 Systém chladicí vody

Chladicí systém vody zabezpečuje odvod tepla z motoru, ochlazování přidružených pomocných systémů a také využití tohoto odpadního tepla. Výrobce MAN požaduje dva uzavřené cirkulační systémy o nízké (NT) a vysoké (VT) teplotě chladicí vody. NT okruh slouží k odvodu tepla ze stlačeného vzduchu vstupujícího do motoru (2° chladiče spalovacího vzduchu), chlazení LTO, převodovky a trysek motoru. VT okruh prochází 1° chladiče spalovacího vzduchu, chladičem mazacího oleje, ochlazuje válce motoru a teplo odevzdává v NTO napájecí vodě parního kotle, ohřevu TTO a dochlazení je zajištěno v sestavě nouzových chladičů. Schéma chladicího okruhu jednoho motoru je v příloze č. 2.

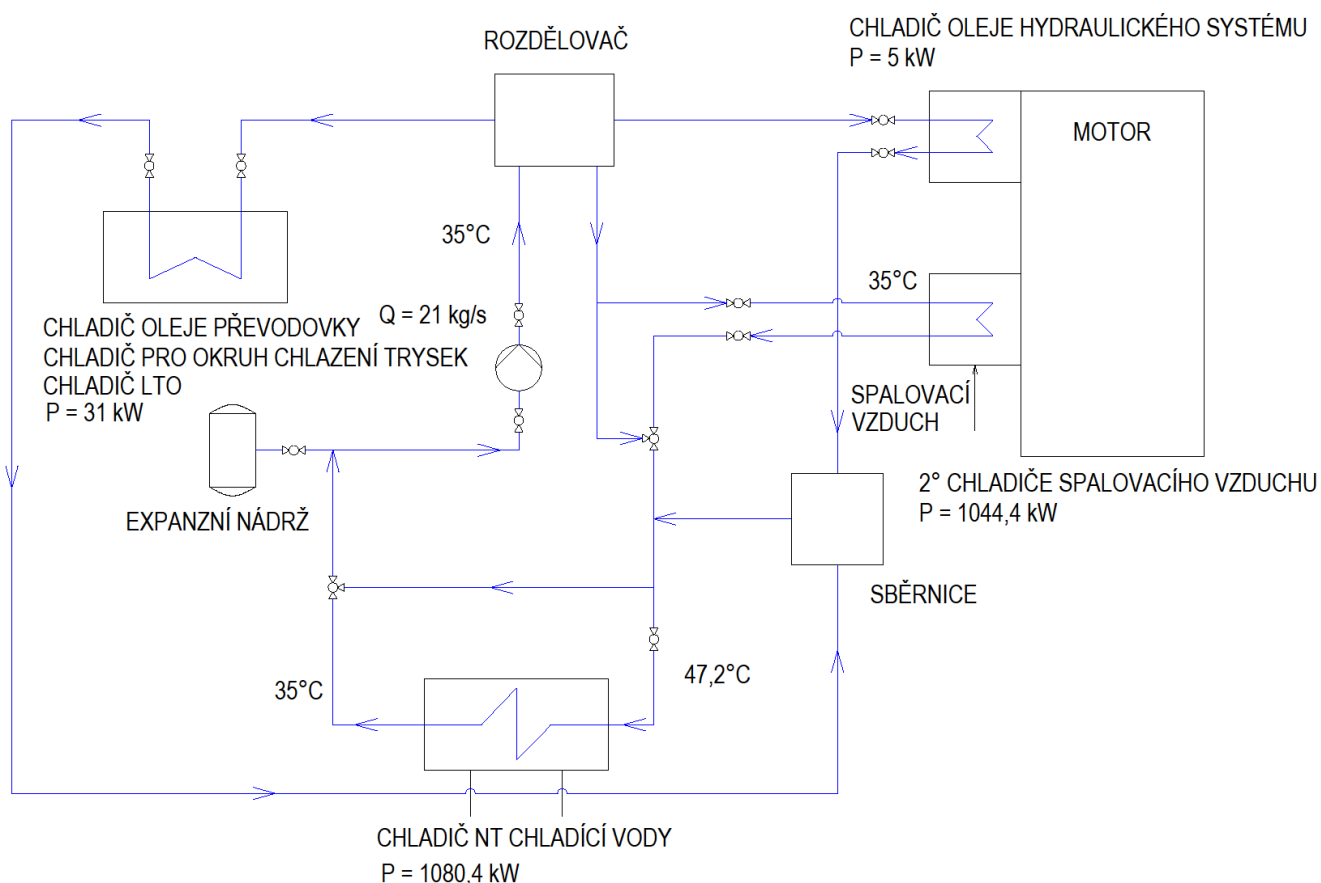
NT chladicí okruh

NT okruh je dimenzován teplota chladicí vody na vstupu do 2° chladiče spalovacího vzduchu byla 35 °C. Pro lokality s dostatkem vody (pobřežní oblasti, řeky...) je výhodné ji využít pro úsporu provozních nákladů. Především může poskytnout skvělou příležitost k zajištění levného odvodu přebytečného tepla. Předpokládané umístění v ES uvažuje absenci takové výhody a teplo bude mařeno prostřednictvím vzduchových ventilátorů.

Jednotlivé části NT chladicího okruhu jsou následující:

- **Čerpadla** – zajišťují cirkulaci chladicí vody v okruhu. Čerpadla chladiče vzduchu a mazacího oleje jsou řazena sériově. Výkon čerpadel se přizpůsobuje přípravě spalovacího vzduchu pro motor v závislosti na úrovni zatížení. Za čerpadly jsou osazeny vyvažovací ventily pro doregulaci průtoku. Čerpadla nejsou vybavena frekvenčním měničem.

- **Kontrolní ventil teploty** – slouží k úpravě spalovacího vzduchu tak aby bylo minimalizováno množství kondenzující vody. Jeho použití je nutné především v tropických podmínkách a může být doplněn o kondenzační monitorující nádrže, která při zaplavení vydá alarmní signál.
- **Vzduchový chladič** – zajišťuje ochlazení NT chladicí vody a odvod tepla do atmosféry. Vhodným řešením je stolový chladič vzduch-voda instalovaný na střeše objektu. Chladicí výkon vypočítaný na základě údajů výrobce je cca 1080,4 kW. Ventilátory jsou vybaveny frekvenční regulací otáček.
- **Expanzní nádrž** – kompenzuje změny objemu vlivem změny tepelné roztažnosti kapaliny. Volím membránovou expanzní nádrž.
- Chlazení oleje, trysky, LTO a spalovacího vzduchu je uvedeno v samostatných podkapitolách.



Obr. 9 – Schéma NT chladicího okruhu

TEPELNÁ BILANCE NT CHLADÍČÍHO OKRUHU

Pro výpočet bilance vycházím z hodnot určených výrobcem:

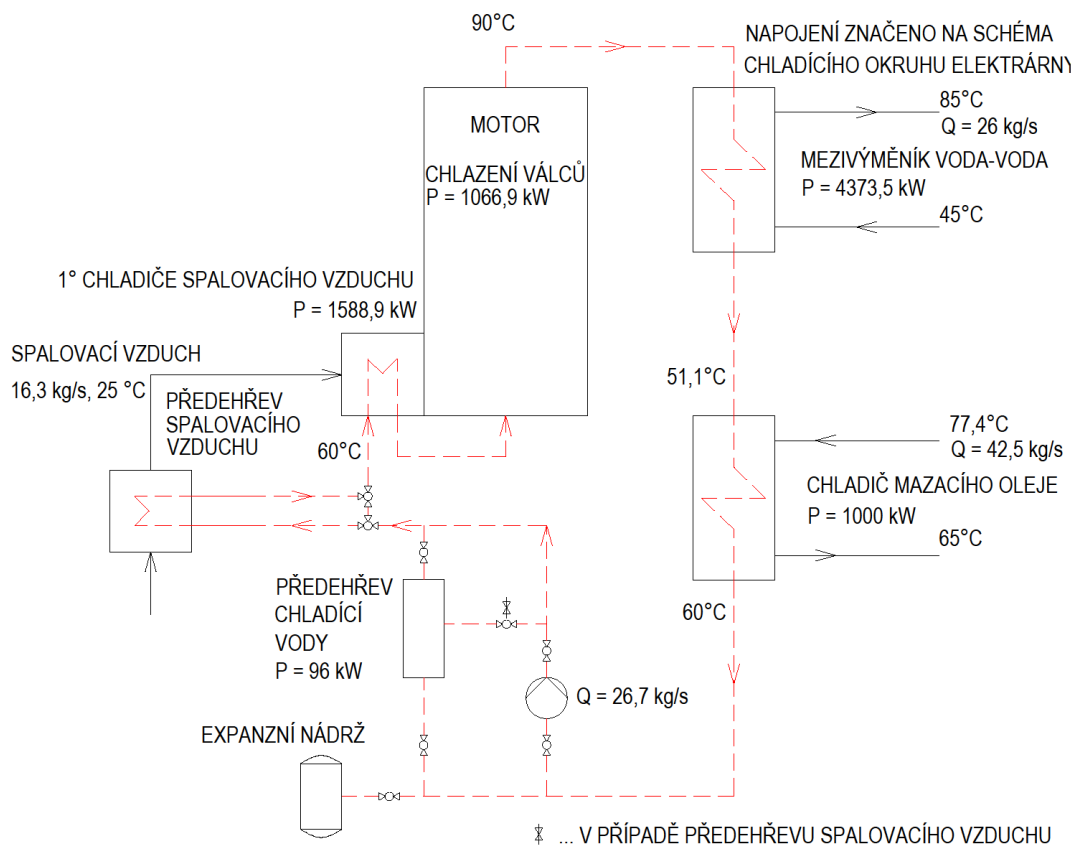
- Průtok oleje chladičem Q 21 kg/s
- Teplota oleje na výstupu z chladiče t_{out} 35 °C
- Tepelné výkony chladičů v jednotlivých výměnících P kW

Sečtením všech tepelných výkonů v systému zjistím celkové množství tepla (P_{celk}), které musím odevzdat na vzduchovém chladiči. Výpočtem tepelné bilance chladiče poté zjistím teplotu vody na vstupu do chladiče. Výpočet bilance je analogický k výpočtu chladiče mazacího oleje a výsledky jsou zaneseny do schématu na obr. 9.

VT chladičí okruh

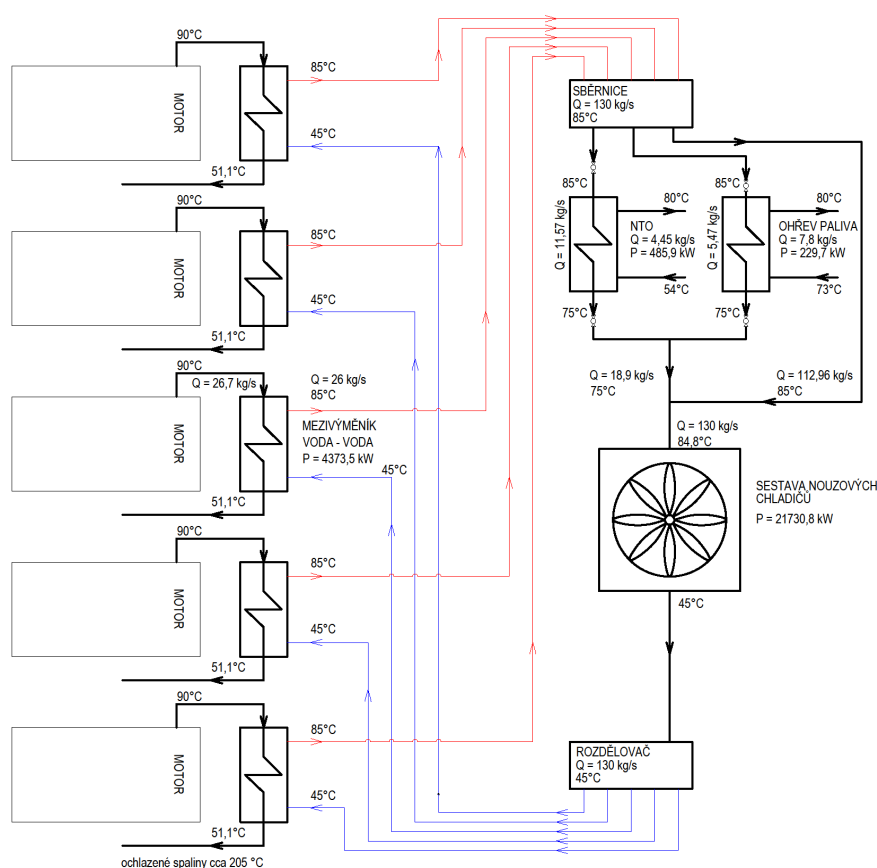
VT chladičí okruh zajišťuje, aby motor byl správně ochlazován a spalovací vzduch byl dochlazen na požadovanou teplotu. Voda vstupující do motoru má cca 60 °C a vystupující přibližně 90 °C. Pro motor 16V 32/40 je přibližný objem cirkulující vody 540 litrů. VT voda zajišťuje odvod tepla ze stlačeného spalovacího vzduchu v 1° chladiči vzduchu, chlazení mazacího oleje a teplo je využíváno pro ohřev kondenzátu a ohřev TTO v nádržích.

VT chladičí okruh je rozdělen na dvě části. Chlazení každého motoru a společnou část, která zajišťuje ohřev TTO, NN a dochlazení vody sestavou nouzových chladičů.



Obr. 10 – Schéma VT chladičího okruhu jednoho motoru

Chladicí okruh jednoho motoru je znázorněn na obr. 10. Z vypočteného chladiče mazacího oleje jsem zjistil, že teplota před tímto chladičem musí mít $51,1^{\circ}\text{C}$. Teplotní spád na straně chladicí vody motoru je tedy $38,8^{\circ}\text{C}$, který odvádím na výměníku voda-voda. Výpočtem tepelné bilance výměníku (obdobně jako u chladiče mazacího oleje) získám parametry naznačené ve schématu. Instalovaný přehřev chladicí vody zajišťuje uvedení systému do provozního stavu z pohotovostního režimu a za běžného provozu je odstaven. 1° chladiče spalovacího vzduchu zajišťuje částečné dochlazení spalovacího vzduchu na výstupu z kompresoru. Dochlazení na teplotu vhodnou pro vstřik do válců je realizováno 2° NT chladicím okruhem. Teplota spalovacího vzduchu je dochlazena na 42°C .



Obr. 11 – Schéma VT chladicího okruhu pro všechny motory

Schéma VT chladicího okruhu na obr. 11 ukazuje jak je VT voda vedena od motorů do společné sběrnice, kde část zajišťuje ohřev TTO, část ohřívá kondenzát a zbytek je dochlazen v sestavě nouzových chladičů na teplotu 45°C tak aby před chladičem mazacího oleje byla zajištěna vypočtená teplota $51,1^{\circ}\text{C}$ (kapitola 3.2.1).

Chlazení palivové trysky

Při spalování dvou druhů paliv je třeba chladit trysky vstřikování paliva v souladu s návrhem motoru. Tryska musí být vždy chlazená při spalování TTO. Pokud motor využívá jen LTO, může být po 72 hodinách chlazení palivové trysky vypnuto. Systém chlazení palivové trysky je oddělený uzavřený systém chlazený nepřímým kontaktem chladicí vodou

motoru. Oddělením je možné zachovat vysoké nároky na antikorozi vlastnosti chladicí směsi. Systém chlazení trysky je dodáván jako modul výrobcem a skládá se ze skladovací nádrže, čerpadla, expanzní nádrže, chladiče, filtrace a kontrolního ventilu teploty.

3.2.3 Systém stlačeného vzduchu

Tento pomocný mechanický systém slouží ke startování motoru. Vzduchový kompresor produkuje stlačený vzduch, který je uskladněn ve vzdušníku. Pro diesel generátor se používá víceúrovňová kompresorová sada s bezpečnostními ventily, chladičem stlačeného vzduchu a odlučovačem kondenzátu. Vzduchová nádoba je natlakovaná na provozní tlak 30 bar a při poklesu na minimální hodnotu – 10 bar je spuštěn provozní kompresor. Startovací vzduchový kompresor i vzduchová nádoba je zdvojená. Pro diesel elektrický agregát je používáno pomocné trysky, která při najíždění vhání do turbodmyhadla stlačený vzduch a urychluje start motoru, čímž zvyšuje spotřebu stlačeného vzduchu. Pro motor 16V 32/40 je výrobcem doporučen objem vzdušníku 2*2250 litrů a kapacita kompresoru 135 m³/h. Vzhledem k uvažování poskytování podpůrných služeb a častého najíždění volím vzdušníky 2500 litrů pro každý motor a jeden velký vzdušník 5000 litrů, který je propojen se všemi motory jako rezervní. Výkon kompresoru volím 150 m³/h pro velký vzdušník a 75 m³/h k menším vzdušníkům u motorů.

- **Startovací vzduchová nádoba** – zajišťuje skladování stlačeného vzduchu a odvedení kondenzátu sklonem dna 10°. Dodávka startovacího vzduchu je rozdělena mezi 2 stejně velké vzduchové nádoby, které jsou schopny pracovat nezávisle na sobě.
- **Startovací vzduchový kompresor** – zajišťuje dodávku stlačeného vzduchu do vzduchové nádoby. Jsou instalovány nejméně dva kompresory, kde jeden je vždy poháněn nezávisle na hlavním motoru a poskytuje alespoň 50% požadované kapacity.

3.2.4 Přívod vzduchu do motoru

Kvalitu spalovacího vzduchu ovlivňuje životnost motoru a musí splňovat požadavky na čistotu a teplotu. Vzduch vstupující do motoru musí být zbaven kapek vody, prachu a olejové mlhy. Vzduch je z venkovního prostředí nasáván skrz žaluzie, které zabraňují přímému proudění větru a omezují rychlost proudění na 1-1,5 m/s. Prachové částice jsou odstraněny na samočisticím filtru. Motory MAN obvykle nasávají spalovací vzduch z venkovního prostoru. Elektrárny splňující emise hluku instalací tlumičů hluku a čistoty je dosaženo papírovým (eventuálně tkaninovým) filtrem na sání, který zachycuje až 95% částic menších než 10 μm. V tropických oblastech je třeba zajistit, aby se žádná zkondenzovaná voda nedostala do turbodmyhadla. Pro instalaci v prostoru ES je nutné v zimě zajistit ohřev spalovacího vzduchu nad 0°C. Toto je zajištěno předehřevem spalovacího vzduchu.

Vzduch ve strojovně absorbuje teplo uvolněné z hlavních a pomocných motorů, výfukového potrubí, tlumičů hluku, generátorů, kompresorů a dalších pomocných zařízení. Aby byly dodrženy požadavky na kvalitu spalovacího vzduchu a požadavky na odvod

tepelného záření z těchto prostor, musí být vhodně dimenzována ventilace. Pro elektrárny spalující TTO je zpravidla požadována ventilace $44,4 - 53,3 \text{ m}^3/\text{s}$ při P_{jmen} jednoho motoru.

3.2.5 Vývod spalin

Spaliny jsou z motoru vedeny do turbodmychadla, kde je jejich energie použita k pohonu vzduchového kompresoru. Kompresor připravuje spalovací vzduch pro přepřehování. Parametry spalin za turbodmychadlem jsou uvedeny v úvodu kapitoly 3.1.

Návrh spalinového potrubí zohledňuje několik aspektů. Jsou jimi hluk, teplota spalin a tlak. Odpor spalinového systému při proudění spalin ovlivňuje tlak spalin před motorem, který významně působí na tepelné zatížení motoru a spotřebu paliva. Z tohoto důvodu nesmí být tlakový odpor výfukového potrubí větší než 30mbar. Tlakové ztráty spalinového systému ovlivňují dimenzaci potrubí. Do výpočtu potrubí vstupují tlakové ztráty (potrubí, ohyby, parní kotel, karburátor), rychlost spalin (výrobcem je doporučována hodnota 40 m/s) a objem spalin. Návrh spalinovodu a komponent, kterými spaliny prochází, musí mít takové tlakové ztráty, aby byl dodržen předepsaný maximální tlak za turbodmychadlem. U běžného R-C cyklu se používá k podpoření průtoku spalin a překonání tlakových ztrát spalinový ventilátor. Pro aplikaci spalovacího motoru tento způsob překonání tlakových ztrát není používán. Systém by byl obtížně regulovatelný, neboť množství a teplota spalin jsou proměnlivé v závislosti na výkonu motoru (stejně by musel být regulovatelný ventilátor). Zároveň vzniká nebezpečí, že při špatné regulaci dojde ke vzniku podtlaku za turbodmychadlem, což může způsobit komplikace nežádoucím nasáváním oleje do turbodmychadla. Z těchto důvodů je žádaný tlak zajištěn jen návrhem potrubí a tlakovými ztrátami komponent.

Výpočet dimenze potrubí

Na základě složení spalin (hmotnostního i objemového složení) udávané výrobcem jsem vypočetl hustotu spalin, která je uvedena v tab. 3.

	hmotnostní zastoupení [%]	hustota ρ_{sp} [kg/m ³]	Podíl p na celkové ρ [kg/m ³]	objemové zastoupení x [%]
CO ₂	3,5	1,9768	0,07	5,5
H ₂ O	9,6	0,804	0,08	6,1
N ₂	75,2	1,2505	0,94	75,1
O ₂	10,9	1,4289	0,16	12,2
Ar	0,8	1,7839	0,01	1,1
		hustota spalin	1,26	

Tab. 3 – Složení spalin a výpočet hustoty, zdroj: materiály MAN

Dále jsem zadaný hmotnostní tok spalin při P_{jmen} přepočtl na objemový tok.

$$M_{sp}^N = \frac{M_{hm}}{\rho_{sp}} = \frac{16,22}{1,26} = 12,87 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$M_{spal}...$	<i>je objemový tok spalin $[m^3/s]$</i>
$M_{hm}...$	<i>je zadaný hmotnostní tok spalin při jmenovitém výkonu motoru $[kg/s]$</i>
$\rho_{sp}...$	<i>je hustota spalin $[kg/m^3]$</i>

Základní informací pro dimenzaci potrubí je průměr potrubí vypočítaný z rovnice kontinuity. Při výpočtu předpokládám ustálené proudění a konstantní hustotu spalin. Pak pro zachování stejného objemového průtoku je třeba:

$$M_{sp} = S * v \rightarrow S = \frac{M_{sp}}{v} \rightarrow R = \sqrt{\frac{M_{spal}}{v * \pi}} = \sqrt{\frac{12,87}{40 * \pi}} = 0,32m$$

$M_{sp}...$	<i>je objemový tok spalin</i>
$S...$	<i>je průměr potrubí</i>
$v...$	<i>je rychlost proudění spalin</i>
$R...$	<i>je poloměr potrubí</i>

Vypočtená hodnota z rovnice kontinuity se poté zohlední tlakovou ztrátou potrubí a tím se určí konečný rozměr.

Aby se povrchová teplota výfukového potrubí dostala na povolenou úroveň a vnitřní povrchová teplota byla vyšší než teplota rosného bodu, je celé potrubí včetně napojení na turbodmychadlo, parní kotel a tlumič hluku tepelně izolováno. Při změnách výkonu motorů se mění teplota spalin a tepelná roztažnost potrubí je vyrovnána kompenzátozem umístěným za turbodmychadlem. Potrubí je drženo pevným bodem vždy za turbodmychadlem jinde podle navržené trasy potrubí. Rovněž je potrubí elasticky zavěšeno nebo podepřeno tak aby bylo zamezeno šíření hluku a vibrací. Pro omezení hlučnosti spalínovodu je instalován tlumič hluku pracující na absorpčním principu, který umožňuje efektivní tlumení hluku o široké škále frekvencí. Pro efektivitu tlumení hluku a minimální tlakové ztráty proudí spaliny tlumičem hluku axiálně. Tlumič je umístěn na konci výfukového potrubí.

Navrhovaný popis výfukového potrubí

Celý systém spalínového potrubí je tepelně izolován. Spaliny vedou z turbodmychadla přes kompenzátor tepelné roztažnosti potrubí. Spaliny jsou vedeny do parního kotle dále do tlumiče hluku a karburátoru. Potrubí je navržené a komponenty volené tak aby měly takové tlakové ztráty, že tlak za turbodmychadlem je max. 30mbar.

Rosný bod spalin

Pro stanovení minimální teploty spalin do komína vycházím z teploty rosného bodu. Z požadavků motoru na palivo v kapitole 3.1.1 je uvedeno, že obsah síry v TTO může dosahovat hodnot vyšších než 1,5%. Pro horní hranici uvažuji spalování paliva s obsahem síry 3%. Pro stanovení teploty rosného bodu je dále nutný parametr přebytku vzduchu. Tato

hodnota není výrobcem uvedena, proto vycházím ze snahy dosahovat u pístových motorů téměř stechiometrického spalování. Přebytek vzduchu tak je malý a jeho hodnota je cca $\lambda = 1,1$.

Pro tyto parametry jsem zjistil z grafu závislosti teploty rosného bodu (t_r), přebytku vzduchu a obsahu síry v literatuře [8, obr. 4.7], že horní hranice t_r je cca 140 °C. Pokud má stěna komínu tuto teplotu dochází ke kondenzaci směsi H_2O a H_2SO_4 a nízkoteplotní korozi. Aby k tomuto efektu nedocházelo, je teplota spalin v komíně vyšší o cca 20 až 30 °C než t_r . Při teplotě spalin cca 170 °C nedochází k nízkoteplotní korozi v komíně. Tato hodnota je kontrolní pro výstup spalin z kotle.

3.3 Palivové hospodářství

Pro koncept paroplynové elektrárny s pístovými motory spalujícími TTO byl z důvodů uvedených v kapitole 3.1.2 zvolen systém se dvěma palivy. Spalování LTO umožňuje rychlé najíždění výkonu jak z pohotovostního tak z vypnutého režimu. Požadavek na provoz elektrárny je aby byla schopna poskytovat PpS. V tomto režimu by bylo nutné držet v pohotovosti zásobníky s TTO. Výhodnější variantou pro záložní zdroje je najetí na LTO a setrvání na tomto palivu než dojde k zahřátí systému TTO na provozní teploty. Poté je systém přepnut trojcestným ventilem na spalování TTO.

V této kapitole bude rozebráno palivové hospodářství LTO a TTO. Požadavky na úpravu TTO pro spalování v motoru jsou zadány výrobcem MAN. Navrhované řešení je podloženo poznatky v literatuře [3] [4] a v dokumentech výrobce.

3.3.1 Hospodářství LTO

Lehký topný olej vzniká z ropy frakční destilací při teplotě cca 400 °C. Teplota vzplanutí je v závislosti na kvalitě min. 65 °C což LTO zařazuje mezi hořlaviny III. třídy. Výrobce MAN charakterizuje požadavky na vlastnosti LTO následovně:

• Viskozita	2,8-14 mm ² /s
• Max. hustota (15°C)	920 kg/m ³
• Maximální obsah síry	2 % hm.
• Maximální obsah vody	0,3 % obj.
• Maximální obsah vody před motorem	0,2 % obj.
• Maximální obsah popeloviny	0,05 % hm.
• Bod tuhnutí, horní hranice	6 °C
• Bod vzplanutí, dolní hranice	60 °C
• Maximální množství usazenin	0,1 % hm.

Vnější olejové hospodářství

LTO může být přivážen železničními nebo automobilovými cisternami. Na stáčecí rampě je instalována přečerpávací stanice, filtry a rozvodné potrubí. Stáčecí zařízení je tvořeno stáčecími pulty, kde je přívod ke stáčecím čerpadlům a přívod páry pro vyhřívání

cisteren. Cisterny jsou v rafineriích plněny teplým olejem a i během zimních měsíců by měl LTO zůstat tekutý. Přívod páry je instalován pro případ velkých mrazů. Filtr (síto o velikosti ok 2 mm) v sání čerpadel zajišťuje oddělení drobných nečistot, které by mohly čerpadla poškodit. Čerpadla jsou šroubová nebo zubová, jedno v provozu druhé záložní. Potrubím je LTO dopraveno do zásobních nádrží.

Hospodářství LTO je podle požadavku firmy MAN obdobné zařízení pro přípravu TTO. Instalováním dvou skladovacích nádrží o objemu 200 m³ je zajištěna zásoba paliva na cca 2 dny. Skladovací nádrže jsou izolovány a vyhřívány pro zajištění dopravní viskozity paliva i v chladném období. Kalové nádrže s parním čištěním zajišťují odvod a shromažďování nečistot. LTO o dopravní teplotě je ze zásobní nádrže veden dopravními čerpadly do odstředivého separátoru a dále filtračním systémem, který odstraňuje i velmi jemné nečistoty pro dosažení parametrů uvedených v úvodu této kapitoly. LTO je přivedeno do denních nádrží.

Vnitřní olejové hospodářství

Tato část olejové hospodářství zajišťuje, aby LTO přivedený ze zásobní nádrže měl požadované kvality pro spálení ve válcích motoru. LTO z odstředivých separátorů je přiváděn do denní pracovní nádrže. Nádrž je tepelně izolována a vybavena parním vyhříváním pro ohřev oleje. Denní nádrže LTO dimenzují podle požadavku výrobce každou na cca 8 hodin provozu diesel generátorového setu. V tomto případě budou instalovány dvě nádrže, každá o objemu 65 m³. Palivo je dále dopraveno do trojcestného ventilu a další část, společná s hospodářstvím TTO, bude popsána v následující podkapitole.

3.3.2 Hospodářství TTO

TTO a mazut jsou produkty frakční destilace ropy, ovšem v porovnání s LTO mají vyšší bod tuhnutí a problematika jejich úpravy pro spalování v pístových motorech je mnohem komplikovanější. Základní požadavky na TTO jsou uvedeny v kapitole 3.1.1. Tato část práce analyzuje požadavky výrobce na úpravu paliva a bude navrhnout technologický postup přípravy TTO pro spalování v motoru.

Požadavky na úpravu TTO

Kvalitní příprava paliva zaručuje spolehlivost a bezpečnost motoru. Výrobce upozorňuje na problematiku nekompatibility paliv, pokud dojde ke smíchání odlišných druhů TTO. Tento problém je běžný pro aplikace na námořních lodích, kdy dodávky paliva jsou zajištěny různými výrobci. Tato koncepce, jak je uvedeno v kapitole 1, předpokládá instalaci v prostoru ES a zásobování palivem na základě dlouhodobého kontraktu.

Výrobce dále požaduje, aby teplota TTO v nádržích byla vždy alespoň 10 °C nad bodem tuhnutí. Kapacita dopravních čerpadel musí být dostatečná, aby usazovací nádrž byla zaplněna ≤ 2 hodinách. Usazovací nádrže musí být min. 2 a TTO je zahříván na dopravní teplotu cca 70 °C. Teplota v usazovacích nádržích zároveň nemá přesahovat 75 °C, aby byla

omezena tvorba asfaltu. Problematika ohřívání TTO na dopravní teplotu bude řešena ohřevem chladicí vodou motorů, které má dostatek tepla na vyhřívání nádrží.

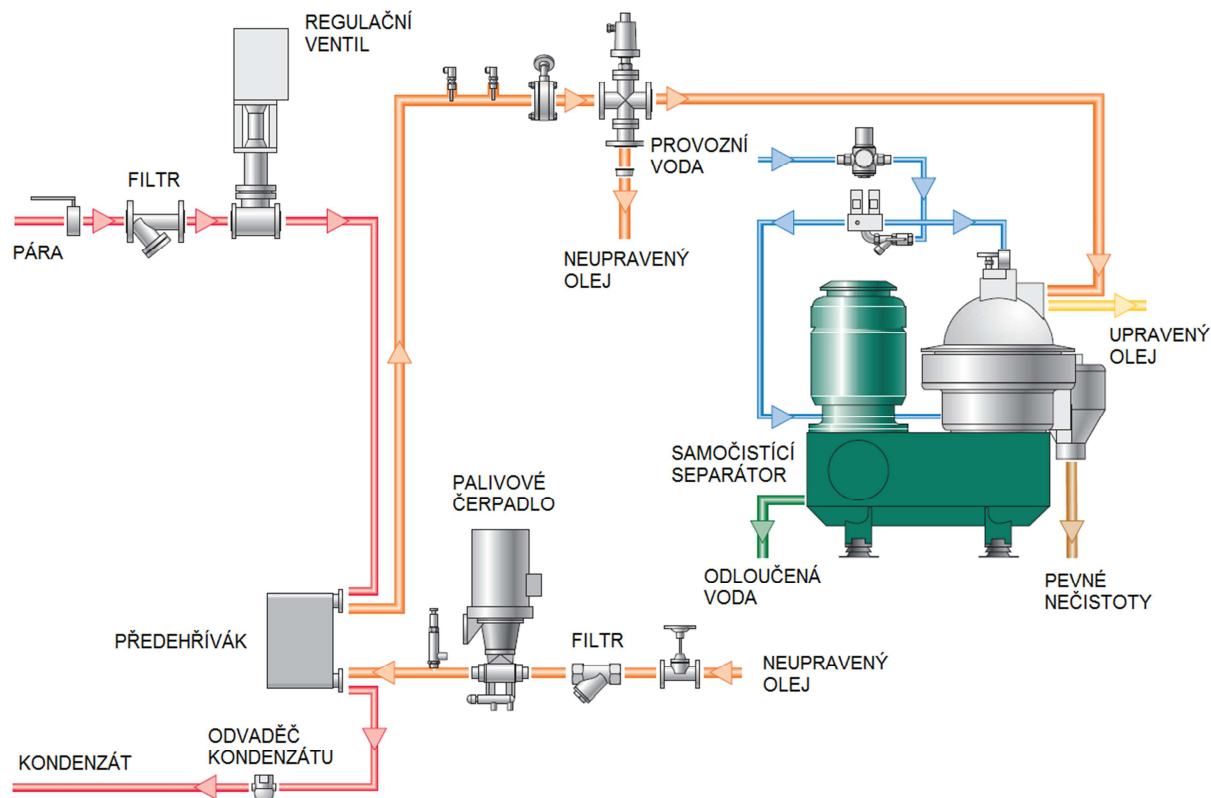
Výrobce dále požaduje vytápěnou kalovou nádrž. Zahřátí odpadní vody na cca 60 °C zajistí řádné vyprazdňování nádrže. Odstředivý separátor s předehřevem zajišťuje čištění paliva. Z důvodů vysoko viskózních paliv mohou být použity separátory např. od firem Alfa Laval nebo Westfalia, které splňují podmínky firmy MAN. Separátory jsou zdvojeny - jeden je v provozu, druhý v záloze. TTO má být ohřátý z dopravní teploty na teplotu vstřikovací do válců. Palivo před vstřikem má mít teplotu = 130-140°C a viskozitu = 12-14 mm²/s. Ohřev na separační a spalovací teplotu je realizován ostrou parou. Pro najíždění je zařazen parní vyvíječ. Zvažoval jsem i možnost ohřevu odporově elektrickým proudem, ale toto řešení by vedlo k navýšení vlastní spotřeby elektrárny a pro stacionární elektrárnu je vyhřívání parou bezpečné a ekonomičtější. Navíc odběry tepla mohou kolísat a EE je hodnotnější.

Ohřev na vstřikovací parametry TTO je řešen postupným ohřevem paliva párou v předehřívacích a izolováním potrubí. Jeden je instalovaný před separátorem a druhý před vstřikem paliva do válců. Pro případ odstavení parní části cyklu je instalován parní vyvíječ. Čistota paliva je zajištěna filtračním systémem a odstředivým separátorem. Schéma prohřívání nádrží je uvedeno v příloze č. 3. Výměník voda-voda je vypočítán na základě tepelných ztrát palivového hospodářství, které je uvedeno na konci této kapitoly, a vhodného teplotního spádu vzhledem k ostatním teplotám. Samotný výpočet je analogický k výpočtům předešlých výměníků.

Vnější olejové hospodářství

Obdobně jako u LTO je stáčecí zařízení vybaveno stáčecími čerpadly, filtry a rozvodným potrubím, které vede TTO do skladovací nádrže. Pro dopravu TTO je však nutné jeho ohřátí na teplotu cca 60 °C a z těchto důvodů je stáčecí rampa vybavena parním přívodem pro vyhřívání cisteren. Čerpadla v cisternách stejně jako filtry jsou opatřeny vyhříváním pláštěm, který zaručuje, aby se v nich neusazovalo ztuhlé palivo.

TTO je stáčen do dvou skladovacích nádrží, každá o velikosti 3000 m³, což zaručuje zásobu paliva pro cca 30 dní provozu na plný výkon. Skladovací nádrže slouží zároveň jako sedimentační nádrže a efektivně čistí palivo usazením nečistot a oddělením vody na základě rozdílných hustot. Nádrže jsou izolovány a vytápěny parou tak aby obsah byl ohřát na cca 65 - 70 °C. Aby se zabránilo usazování uhlíkových zbytků na topných spirálách, nesmí být přenos tepla větší než 11 kW/m². Odpadní produkty jsou odváděny do kalové nádrže, která je vybavena parním čištěním. Ohřátím kalové vody na 60 °C je zajištěn odvod kalu z nádrže a dočištění je provedeno parou. Prostor skladovacích nádrží je opatřen jímkou proti úniku paliva a hasící stanicí.



Obr. 12 – Schéma odstředivého separátoru firmy Westfalia

Topný olej je v zásobních nádržích udržován na dopravní teplotě 70 °C. Z nich je veden dopravním čerpadlem do předehříváku, který ohřívá TTO na separační teplotu. Jak bylo zmíněno v požadavcích výrobce, z důvodu vysoko viskózních paliv je možné použít odstředivé separátory od firem Alfa Laval nebo Westfalia, které jsou samočistící. Instalovány jsou vždy min. 2 separátory, jeden v provozu druhý záložní. Dimenzování výkonu separátoru je podle následujícího vzorce.

$$Q = \frac{P * b_e}{\rho}$$

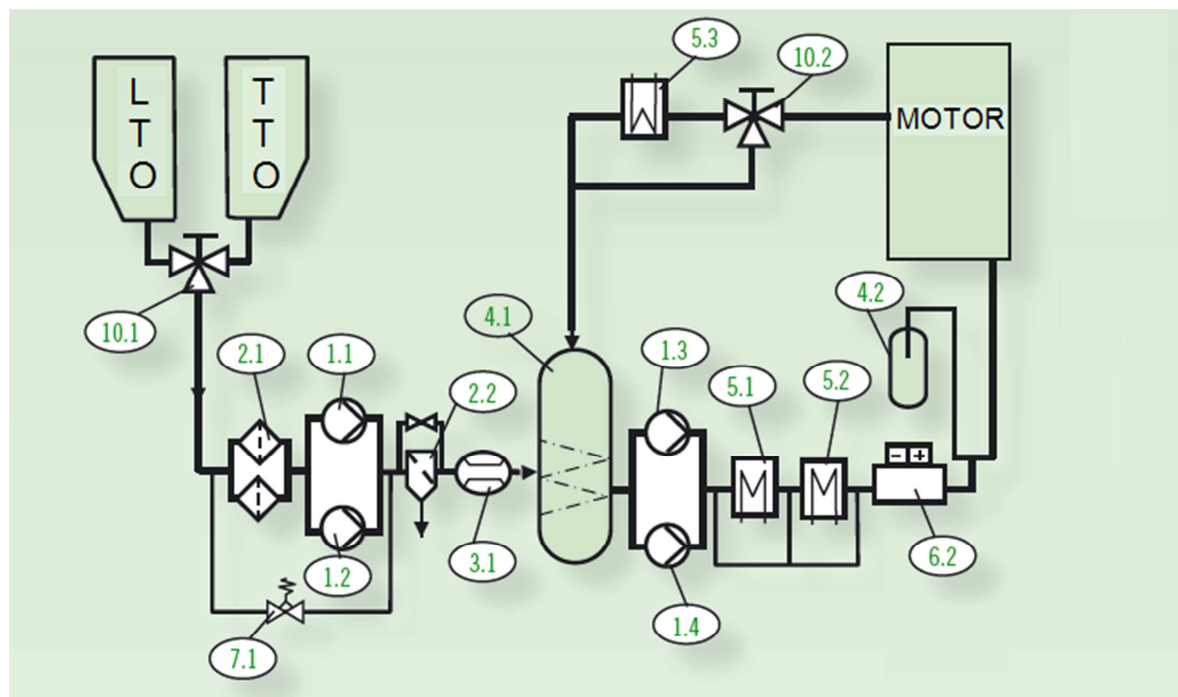
$Q...$ je průtok separátorem

$b_e...$ je spotřeba paliva [kg/kWh]

$P...$ je výkon diesel generátoru

$\rho...$ je hustota TTO

Při uvažování hustoty paliva 930 kg/m³ je průtok separátorem min. 2,15 l/s. Vhodný separátor se volí na základě použitého paliva a vypočteného průtoku z tabulek certifikovaných průtoků dodávaných výrobcem MAN s ohledem na umístění elektrárny v prostoru ES. Pohotovostní separátor musí být vždy připraven k provozu a vzájemné propojení separátorů trubkami je doporučováno jak sériové tak paralelní pro maximální čistící efekt. Schéma odstředivého separátoru firmy Westfalia s parním předehřevem je uveden na obr. 12. Po odloučení nečistot v separátoru je upravený topný olej odveden do denní nádrže.

Vnitřní olejové hospodářství

Pos. 10.1	trojcestný ventil	Pos. 1.3, 1.4	přídavná čerpadla
Pos. 2.1	dvojitý filtr	Pos. 5.1, 5.2	předehříváky TTO
Pos. 1.1, 1.2	čerpadla	Pos. 6.2	měření viskosity
Pos. 7.1	kontrola tlaku	Pos. 4.2	kompenzátor
Pos. 2.2	automatický jemný filtr	Pos. 5.3	chladič LTO
Pos. 3.1	měření spotřeby	Pos. 10.2	trojcestný ventil LTO
Pos. 4.1	směšovací nádrž s příslušenstvím		

Obr. 13 – Modul přípravy paliva firmy Kupke+Wolf GmbH

Vnitřní olejové hospodářství připravuje olej pro spálení v pístovém motoru. Pro zajištění splnění podmínek viskozity při vstřiku paliva do válců je třeba palivo předehřívát což může způsobovat problémy s odplyněním. Aby byl zajištěn požadovaný tlak paliva při vstupu do motoru, je využito směšovací nádrže a okruhu přídavných čerpadel. Schéma přípravy paliva zajišťující požadované hodnoty viskozity je uveden na obr. 13.

Odstředivý separátor pracuje nepřetržitě a stále doplňuje denní nádrž TTO. Pro splnění tohoto požadavku je denní nádrž spojena s rezervní nádrží přepadovým potrubím. Kapacita dvou instalovaných nádrží je podobná jako u LTO. Každá musí poskytovat palivo pro plné zatížení po dobu 8 hodin. Budou tedy instalovány dvě nádrže o objemu 65m³. Tato rezerva umožňuje dostatečný čas pro údržbu separátoru. Dno nádrže má úhel 10° a v nejnižším bodě má kalový vypouštěcí ventil, který umožňuje odvádět nečistoty v pravidelných intervalech. Nádrže jsou izolovány a opatřeny topnými spirálami vyhřívanými parou. Spirály jsou dimenzovány tak aby vytopily obsah nádrží na 75 °C. Z denní nádrže je TTO dopravován do trojcestného ventilu. Tady dochází k přepínání mezi LTO a TTO. TTO a mazuty vyžadují, aby za jakýchkoliv podmínek bylo palivo zahřáto na dopravní teplotu. Toho lze docílit důkladným izolováním potrubí, vedením potrubí společně s parním nebo topnými kabely.

Zvolení varianty je závislé na umístění elektrárny. V teplejších oblastech ES, kdy i zimní měsíce jsou teplé, je postačující dobrá izolace popřípadě doplnění o topné kabely pro bezpečný provoz. V severněji položených oblastech je vhodné vést potrubí TTO společně s parním, aby byla zajištěna požadovaná teplota.

Palivo z denních nádrží je vedeno přes dvojité filtr napájecími čerpadly. Filtry jsou instalované na sací straně čerpadla a představují síť o velikosti ok asi 0,5 mm. Napájecí čerpadla jsou dimenzována nejméně na 160% spotřeby motorů, což odpovídá průtoku asi 3,5 l/s. Výtlačná výška by měla být zvolena v závislosti na požadavku tlaku ve směšovací nádrži a tlakovým ztrátám v potrubí a automatickém filtru. Hodnota doporučená pro běžné systémy je 7 barů. Regulování tlaku je jištěno redukčním ventilem, který udržuje konstantní tlak v systému při velkých nárůstech tlaku. Palivo je dále filtrováno v automatickém filtru, ve kterém nedochází k poklesu tlaku při promývání. Velikost ok pro motor 32/40 je 0,034 mm a návrhový tlak PN 10.

Palivo je dále vedeno do anuloidu (směšovací nádrže), která kompenzuje tlakové výkyvy. Toho dosahuje prostřednictvím vzduchového polštáře v nádrži. Jakmile je tato rezerva vyčerpána, je přiveden stlačený vzduch o tlaku max. 10 barů. Nádrž je navrhována na maximální tlak 10 barů a zajišťuje, aby tlak na přívodu paliva do motoru dosahoval požadovaných 8 barů.

TTO je přídatnými čerpadly veden do konečného předeříváku, který ohřívá palivo na vstřikovací teplotu zvýšenou o 4 °C pro kompenzaci tepelných ztrát. Předeřívák je regulován pomocí měřáku viskozity, který zajišťuje, že palivo přiváděné do vstřikovací trysky má požadovanou viskozitu. Aby měření nebylo ovlivněno vstřikovací tryskou, která vytváří tlakové vrcholy je instalován kompenzátor o objemu 20l. V nejbližší blízkosti trysky je umístěn jemný dvojité filtr. Odvod nečistot je proveden prostřednictvím vyprazdňovacího spojení s kalovou nádrží.

Pro případ protržení palivového potrubí je instalováno plášťové potrubí, které odvádí unikající palivo do monitorovací nádrže, která je oddělena od motoru (požadavek výrobce pro motor 32/40) a opatřena alarmním systémem. Unikající olej a palivo je shromažďováno ve sběrné nádrži, která je vyprazdňována do kalové nádrže.

Pokud se palivový systém pracující na TTO přepíná na LTO, musí být zapnut chladič LTO. Ten zajišťuje, že LTO ohřátý čerpadly je ochlazen před navrácením do směšovací nádrže. Přepnutí může být uskutečněno teprve po proplachu potrubí LTO. Teplo z chladiče je předáváno do okruhu nízkoteplotní chladicí vody.

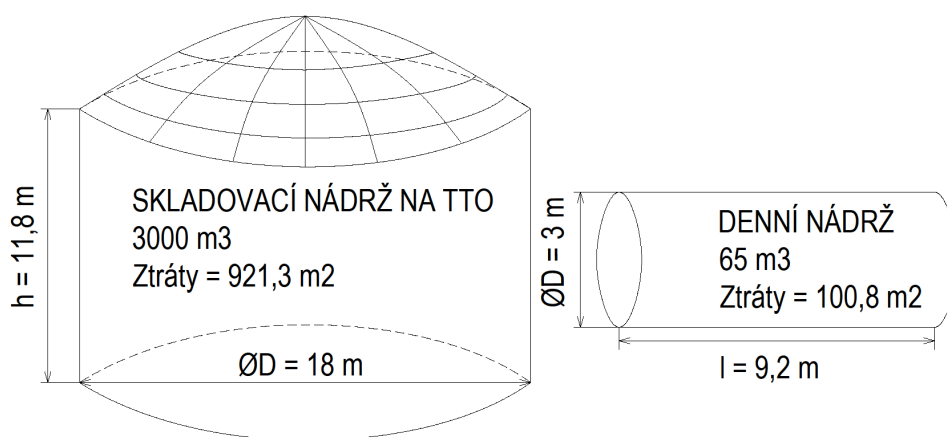
Výpočet tepelných ztrát

VT chladicí voda udržuje v nádržích LTO a TTO teplotu na požadovaných hodnotách. Pro výpočet tepla předanému do paliva uvažují okolní teplotu $t_{out} = 25\text{ °C}$, stojaté nádrže (3000 m³ a 200 m³) mají tvar válce a od země jsou dokonale tepelně izolovány, ležaté nádrže

(65 m³) jsou chlazený ze všech stran a pro zjednodušení uvažují přestup tepla pouze vedením izolační vrstvou.

Z hlediska účinnosti elektrárny je výhodnější, aby ztráty tepla do okolí byly co největší. Teplo odvedené do ohřátí paliva nemusí být mařeno ve vzduchovém výměníku. S ohledem na zjednodušení přenosu tepla – pouze kondukcí, uvažují povrchovou teplotu nádrží = t_{out} . Izolace zároveň zajišťuje, že povrchová teplota nádrží nepřesahuje 50 °C a v zimních měsících bude chladící voda schopna dodávat dostatek tepla na ohřev paliva.

Pro výpočet uvažují hodnotu tepelné vodivosti materiálu ORSTECH LSP H firmy ISOVER $\lambda_D = 0,05$ W/mK dle ČSN EN ISO 13787 a nejnižší dodávanou tloušťku – 20 mm.



Obr. 14 – Dimenzace palivových nádrží

Tepelné ztráty skladovací nádrže TTO

$$Q_{ztráty}^{TTO} = \lambda_D * S * \frac{\Delta t}{\delta} = \lambda_D * 2 * (S_{3000} + S_{65}) * \frac{(t_{TTO} - t_{out})}{\delta}$$

$$Q_{ztráty}^{TTO} = 0,05 * 2 * (921,3 + 100,8) * \frac{(343 - 298)}{0,02}$$

$$Q_{ztráty}^{TTO} = 223 \text{ kW}$$

Obdobně jsem spočítal tepelné ztráty pro LTO, které činí 6,7 kW. Celkové tepelné ztráty palivového hospodářství jsou 229,7 kW. Tento výpočet je využit pro dimenzaci chladicího okruhu VT vody v kapitole 3.2.2. Pro kontrolu jsem zjistil, že tepelné ztráty TTO při $t_{out} = -20$ °C činí 460 kW a byly pokryty i při chodu jednoho motoru na 40%.

3.4 Parní kotel

Pro využití energie ve spalínách motoru jsou výfukové plyny z turbodmychadla vedeny do kotle na odpadní teplo. Pro zvolení vhodného typu kotle jsem zjistil výhody a nevýhody žárotrubných a vodotrubných kotlů. [5]

Žárotrubné kotle

Výhody tohoto typu kotlů spočívají ve snadné opravitelnosti tlakového celku. Dále jsou charakteristické velkým vodním a parním prostorem, pružností a nižší pořizovací cenou. Tyto kotle naopak nejsou vhodné pro vysoké parametry páry.

Vodotrubné kotle

Jsou používány především pro vysoké parametry páry a mají velký vliv na účinnost elektrárny. Zároveň zajišťují vyšší kvalitu páry na výstupu z kotle, což má pozitivní dopad na životnost turbíny. Nevýhodou je menší regulační schopnost kotle a vysoké požadavky na kotlovou vodu. Velký počet trubek má vliv na vyšší pořizovací cenu a tento druh má obecně více namáhané exponované části, což snižuje životnost.

Volba kotle

Parní kotel pro využití energie spalin pístového motoru nedosahuje vysokých parametrů páry, ale měl by být pružný s ohledem na uvažované zaměření elektrárny a vzhledem k pouze doplňkovému výkonu R – C oběhu je brán ohled na pořizovací náklady. Po zvážení těchto požadavků jsem se rozhodl pro žárotrubný kotel, který při nízkých tepelných výkonech nabízí proti vodotrubnému řadu výhod.

- Výrobně je jednodušší – absence membránových trubkových svazků a bubnu
- Dobrá regulovatelnost
- Menší nároky na kvalitu kotelní vody
- Delší životnost
- Dobré antikorozi vlastnosti

S ohledem na uvedené výhody jsou pro tento koncept žárotrubné kotle výhodné. Pro zvolení konkrétního kotle provedu orientační výpočet parního výkonu kotle pro jmenovitý výkon elektrárny.

Výpočet parního výkonu kotle pro P_{jmen}

Pro určení parního výkonu kotle se sestaví měrná entalpie spalin a stanoví se teplotní rozdíl mezi pracovními látkami v kotli. Absolutní hodnota rozdílu se pohybuje mezi 10 až 30 K. Na základě zvolených parametrů páry vyráběné v kotli a jím odpovídající teplotě sytosti stanovíme teplotu spalin v pinch pointu. Dále je aplikována rovnice tepelné rovnováhy na

spalinový úsek pro přehřívák a výparník, ze které je stanoven hmotnostní tok páry vyráběné kotlem. Pomocí stejné rovnice poté dopočítáme entalpie pro zbylé spalinové úseky.

V první fázi jsem provedl orientační výpočet ke zjištění přibližných parametrů kotle. Na základě těchto hodnot jsem vybral výrobce a jejich produkty, které jsou uvedeny v závěru kapitoly. Z vybraného typu motoru jsem zjistil teplotní spád na pinch pointu a celý výpočet jsem opakoval pro nové hodnoty.

Na základě složení spalin pístového motoru jsem provedl výpočet entalpie spalin při teplotách 320 °C (teplota výfuku spalin z motoru) a 195 °C (teplota spalin v pinch pointu viz obr. 15). Při výpočtu jsem použil objemového složení spalin (viz tab. 3) a odečtem z tabulky entalpií (tab. 4) jednotlivých složek jsem interpolací provedl výpočet pro uvedené teploty.

t [°C]	i [kJ/m ³]				
	CO_2	H_2O	N_2	O_2	Ar
100	170	150,5	129,6	131,8	93
200	357,4	304,4	259,9	267,0	186,0
300	558,8	462,8	392,1	406,8	278,8
400	771,9	625,9	526,7	550,9	371,7

Tab. 4 – Měrné entalpie složek spalin [6, tab. 3-1]

$$t_a = 320\text{ °C}$$

Pro 320°C	CO_2	H_2O	N_2	O_2	Ar
i [kJ/m ³]	601,4	495,4	419	435,6	297,4

Tab. 5 – Měrné entalpie složek spalin pro 320 °C

$$i_a = x_{CO_2} * i_{CO_2} + x_{H_2O} * i_{H_2O} + x_{N_2} * i_{CO_2} + x_{O_2} * i_{O_2} + x_{Ar} * i_{Ar}$$

$$i_a = 0,055 * 601,4 + 0,061 * 495,4 + 0,751 * 419 + 0,122 * 435,6 + 0,011 * 297,4$$

$$i_a = 434,4 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3} = 344,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

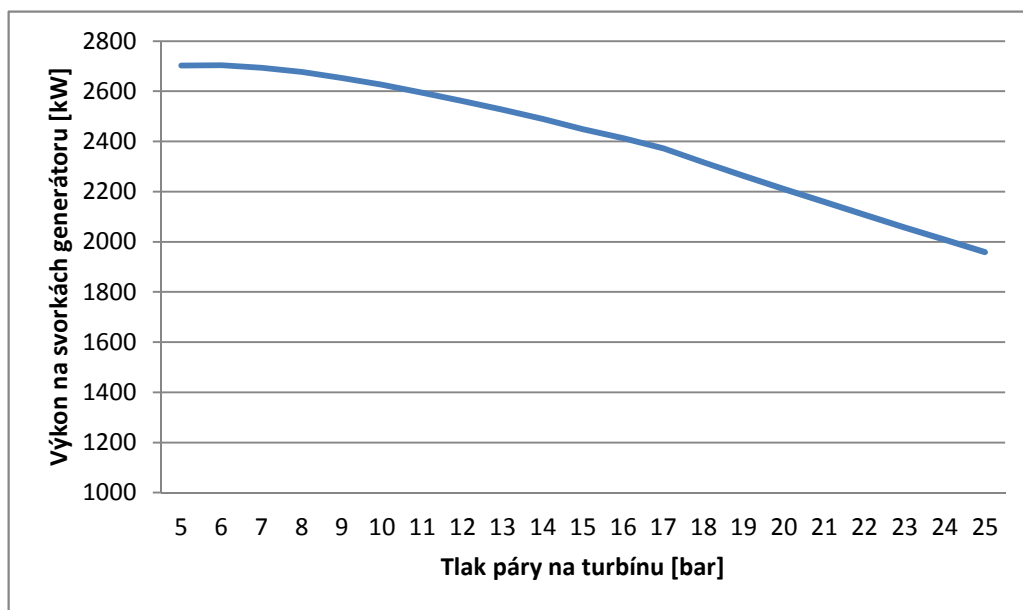
Obdobný výpočet jsem provedl pro teplotu $t_c = 197,9\text{ °C}$. Výsledná entalpie při této teplotě je $i_c = 265,3 \text{ kJ/Nm}^3 = 210,6 \text{ kJ/kg}$.

Parní kotel je uvažován pouze pro využití tepla ve výfukových spalinách. Zvažoval jsem možnost přitápění pro zvýšení parametrů páry a celkové účinnosti parní části elektrárny, ale z důvodů malého podílu výkonu parního cyklu vzhledem k výkonu elektrárny, neekonomičnosti spalování kapalných paliv pro tento cyklus jsem tuto možnost odmítl.

Pro volbu vhodného tlaku na vstupu na turbínu jsem provedl optimalizaci v thermoflow. Simulací průběhu teplot v kotli, množství generované páry, výkonu na

dvorkách generátoru v závislosti na proměnném tlaku na vstupu do turbíny byla zjištěna závislost znázorněna na obr. 15. Z grafu je patrná závislost rostoucího výkonu s klesajícím tlakem páry. To je dáno poklesem teploty sytosti, což vede ke zvýšení výkonu výparníku a efektivnějšímu dochlazení spalin. S nižším tlakem páry roste parní výkon kotle a klesá teplota spalin na výstupu z kotle. Pro tlaky v rozmezí 5 až 8 barů je křivka plochá. Není velký rozdíl na výkonu generátoru při změně tlaku. Z těchto důvodů volím následující parametry.

- Teplota páry na výstupu z kotle 290 °C
- Tlak páry na výstupu z kotle 0,7 MPa
- Teplota napájecí vody 105 °C
- Minimální teplotní rozdíl mezi pracovními látkami v kotli 25 K



Obr. 15 – Graf závislosti výkonu na svorkách generátoru v závislosti na tlaku na turbínu

Pro výpočet parního výkonu jsem přepočítal zadaný hmotnostní průtok spalin všemi motory na objemový dle následujícího vzorce:

$$M_{sp}^N = \frac{M}{\rho_{sp}} = \frac{81,1}{1,26} = 64,37 \frac{m_N^3}{s}$$

M_{sp}^N ... je objemový tok spalin

M ... je zadaný hmotnostní tok spalin při jmenovitém výkonu elektrárny

ρ_{sp} ... je hustota spalin

Dále jsem sestavil funkční závislost teploty spalin a páry, která je znázorněna na obr. 16. Pro výpočet parního výkonu jsem stanovil parametry médií v jednotlivých bodech znázorněných v diagramu. Pro přesné určení teplot a entalpií jsem použil software X-steam.

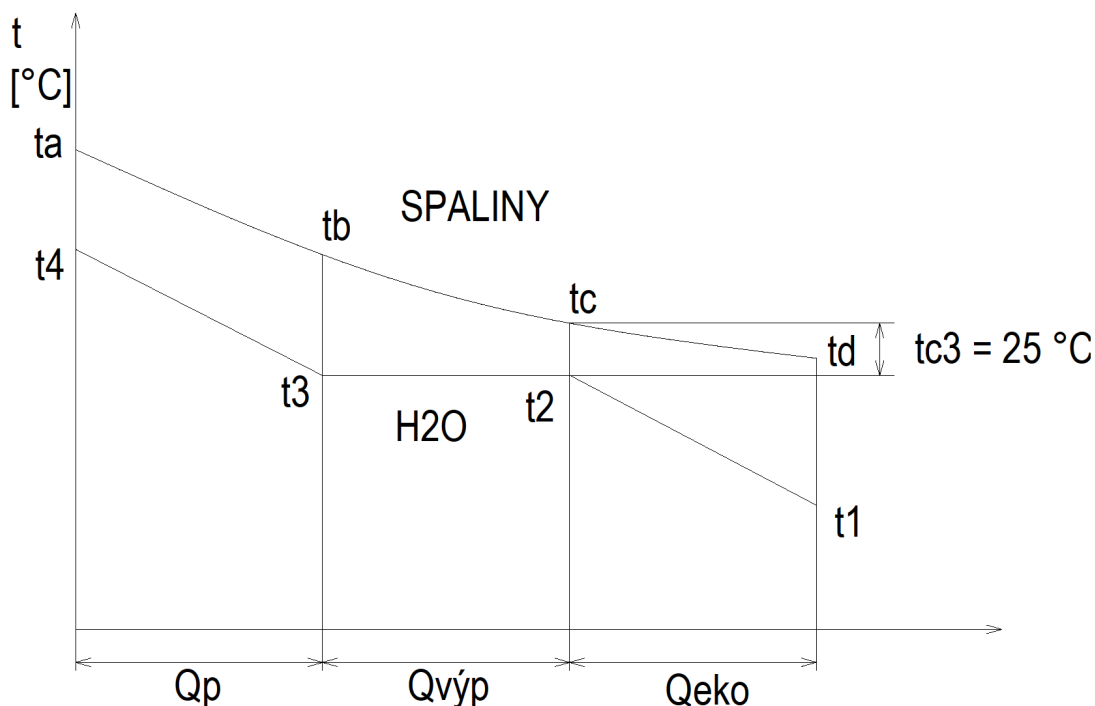
Při výpočtu jsem uvažoval tlakové ztráty na straně vody v ekonomizéru 0,1 MPa a v přehříváku 0,15 MPa.

Parametry H_2O v jednotlivých bodech jsou následující:

- Napájecí voda – 1 $t_1=105^\circ\text{C}$, $p_1=9,5\text{bar}$, $i_1 = 440,8\text{kJ/kg}$
- Voda na vstupu do výparníku – 2 $t_2=172,9^\circ\text{C}$, $p_2=8,5\text{bar}$, $i_2 = 732,1\text{kJ/kg}$
- Pára na výstupu u výparníku – 3 $t_3=172,9^\circ\text{C}$, $p_3=8,5\text{bar}$, $i_3 = 2770,8\text{kJ/kg}$
- Pára na výstupu z přehříváku – 4 $t_4=290^\circ\text{C}$, $p_4=7\text{bar}$, $i_4 = 3038,5\text{kJ/kg}$

Parametry Spalin v jednotlivých bodech jsou následující:

- Spaliny na vstupu do přehříváku – a $t_a=320^\circ\text{C}$, $i_a = 344,8\text{kJ/kg}$
- Spaliny na vstupu do ekonomizéru – c $t_c=197,9^\circ\text{C}$, $i_c = 210,6\text{kJ/kg}$



Obr. 16 – Průběh teplot na teplosměnných plochách kotle

Tepelný výkon pro ohřev média je:

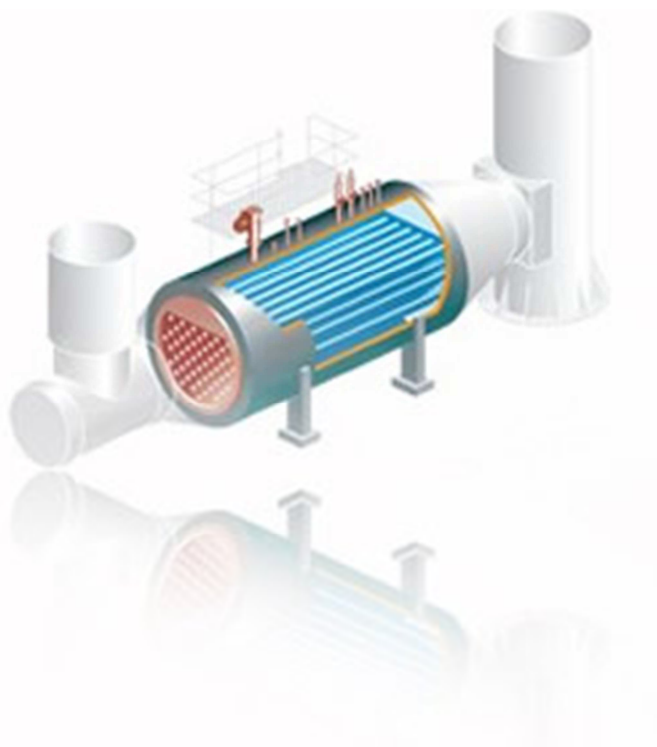
$$M_{sp} * (i_a - i_c) = M_{pára} * (i_4 - i_2) \Rightarrow$$

$$M_{pára} = \frac{M_{sp} * (i_a - i_c)}{(i_4 - i_2)} = \frac{81,1 * (344,8 - 210,6)}{(3038,5 - 732,1)} = 4,72 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Pro vypočtené parametry se nabízí několik variant výrobců kotlů na odpadní teplo. V České republice nabízí firma LOOS třítahové kotle na odpadní teplo s maximálními

parametry páry 300 °C a 30 barů. Kapacitně pro produkci páry vyhovují, ovšem parametry páry jsou na hraně s požadovanými a firma při svých realizacích nemá zkušenosti s obdobným použitím svých kotlů.

Dalším výrobcem, který nabízí kotle pro uvedené parametry je Německá firma Viessman. Její parní kotle řady Vitomax 200-RS jsou používány jak v kombinaci s plynovými turbínami tak pro průmyslové procesy. Pro minimalizaci tepelných ztrát je spalínový kotel opatřen kombinovanou tepelnou izolací. Svými parametry nabízené kotle vyhovují jak kapacitou, tak parametry vyráběné páry.

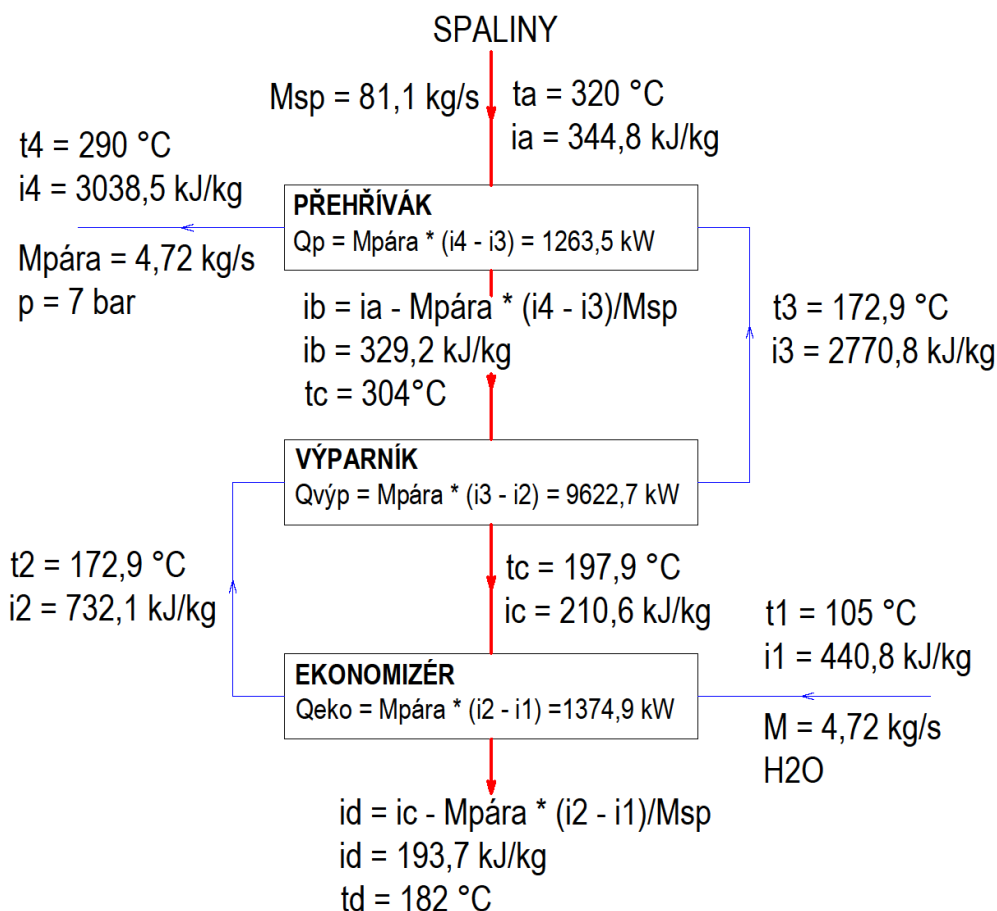


Obr. 17 – Kotel UNEX™ H / HW od firmy Alfa Laval

Pro koncept paroplynové elektrárny s pístovými spalovacími motory spalujícími mazut jako nejvhodnější variantu patří v nabídce dánské firmy Aalborg Industries A/S. Jedná se o firmu Alfa Laval, která má bohaté zkušenosti s diesel generátorovými elektrárnami jak pro námořní aplikace, tak pro stacionární elektrárny. Ve svém portfoliu produktů nabízí 4 kotle na odpadní teplo, ve kterých se uvažuje se spaliny LTO a TTO. Kotel UNEX™ H / HW je žárotrubný kotel, který nabízí parametry páry do 20 barů a 400 °C, může být instalován jak vertikálně, tak horizontálně. Je konstruován pro spalovaná paliva LTO, TTO, biopalivo i zemní plyn.

Na obr. 18 je znázorněno tepelná bilance kotle. Jsou zde zaznamenány teploty spalin a ohřev vody na přehřátou páru včetně výpočtů jednotlivých částí kotle. Chybějící entalpie spalin v bodech „b“ a „d“ jsem stanovil z rovnice tepelné rovnováhy sestavené pro příslušný spalínový úsek kotle. Při znalosti entalpií spalin a jejich složení jsem iteračně dovodil teplotu spalin na výstupu z kotle pomocí dat v tab. 3-1 v [6]. Teplota spalin je ~182 °C. Tato hodnota

je vyšší o 12 °C než požadovaná teplota z důvodu ochrany komínu proti nízkoteplotní korozi. Problematika rosného bodu je uvedena v závěru kapitoly 3.2.5.



Obr. 18 – Tepelná bilance jednotlivých částí kotle

3.5 Okruh pára – voda

Tato kapitola se zabývá strojním zařízením v okruhu pára voda. Jak je uvedeno v obrázku v příloze č. 1, je napájecí voda ohřátá v NTO dále vedena do parního kotle. V eku, výparníku a přehříváku dochází k přeměně napájecí vody na přehřátou páru. Pára je dále vedena do turbíny, kde expanduje a dále je přeměněna na kapalné skupenství v kondenzátoru. Celý okruh je uzavřen odvodem kondenzátu do napájecí nádrže.

3.5.1 Parní turbína

Při volbě parní turbíny jsem vycházel z parametrů páry na výstupu z kotle, které jsou 0,7 MPa a 290 °C. Pro kondenzaci vyexpandované páry jsem zvolil suchou chladicí věž, která bude zmíněna v samostatné kapitole. Parametry páry vstupující do kondenzátoru jsou rozebrány v kapitole 3.5.2 a jsou 0,015 MPa při teplotě 54 °C. Množství páry generované parním kotlem je 4,72 kg/s. V kapitole 3.5.3 jsem vypočetl tepelnou bilanci napájecí nádrže, do které je třeba přivádět topnou páru. Dalším odběrem je topná pára pro ohřev TTO na spalovací teplotu 135 °C. Z tepelného výkonu potřebného k ohřátí paliva a rozdílu entalpií páry a kondenzátu (předpokládám tlak 3 bary) jsem získal množství páry vstupující na

turbínu. Z těchto údajů zkonstruuju expanzní čáru v turbíně. Schéma je zobrazeno v příloze č. 3.

$$P_{ohřev} = m_{pal} * c_{TTO} * (t_{TTO}^{spal} - t_{TTO}^{sklad}) = 2 * 2 * (408 - 343) = 260 kW$$

$$P_{ohřev} = m_{pára}^{TTO} * (i_{pára}^{TTO} - i_{kond}^{TTO}) \rightarrow m_{pára}^{TTO} = \frac{P_{ohřev}}{(i_{pára}^{TTO} - i_{kond}^{TTO})} = \frac{260}{(3038,5 - 561,5)}$$

$$m_{pára}^{TTO} = 0,10 \frac{kg}{s}$$

Provedl jsem orientační výpočet expanzní křivky turbíny na základě obvyklých hodnot, které jsem stanovil odečtem z grafů. Pomocí vypočtených hodnot poté můžu vyhledat vhodné turbíny. Výpočet se skládá ze stanovení termodynamické účinnosti, určení izoentropické expanze a stanovení účinností mechanické a generátoru. Jelikož se jedná pouze o orientační výpočet, zanedbávám tlakové ztráty v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcích a regulačních ventilech i ztráty na výstupním hrdle turbíny. Pro odhadovaný výkon 3 MW volím turbínu s převodem a použitím dvoupólového elektrického generátoru (3000 ot/min) se vzduchovým chlazením.

Parametry páry, účinnosti odečtené z grafů v literaturách [8] [10]

• Mechanická účinnost turbíny s převodem	0,98	-
• Účinnost elektrických generátorů	0,98	-
• Termodynamická účinnost na spojení	0,90	-
• Entalpie vstupní páry i_0	3038,5	kJ/kg
• Tlak na vstupu do turbíny p_0	0,7	MPa
• Tlak na výstupu z turbíny p_k	0,015	MPa
• Množství páry na turbínu m	4,45	kg/s

Jednotlivé účinnosti jsem volil s ohledem na ilustrační grafy v literatuře s přihlédnutím k referenčním zakázkám, kde vypočtené termodynamické účinnosti na svorkách generátoru dosahují podobných hodnot (např. turbína K 1,6-2,1/0,02 firmy EKOL).

$$\eta_{tdi} = \frac{\eta_{tdsp}}{\eta_m} = \frac{0,90}{0,98} = 0,92$$

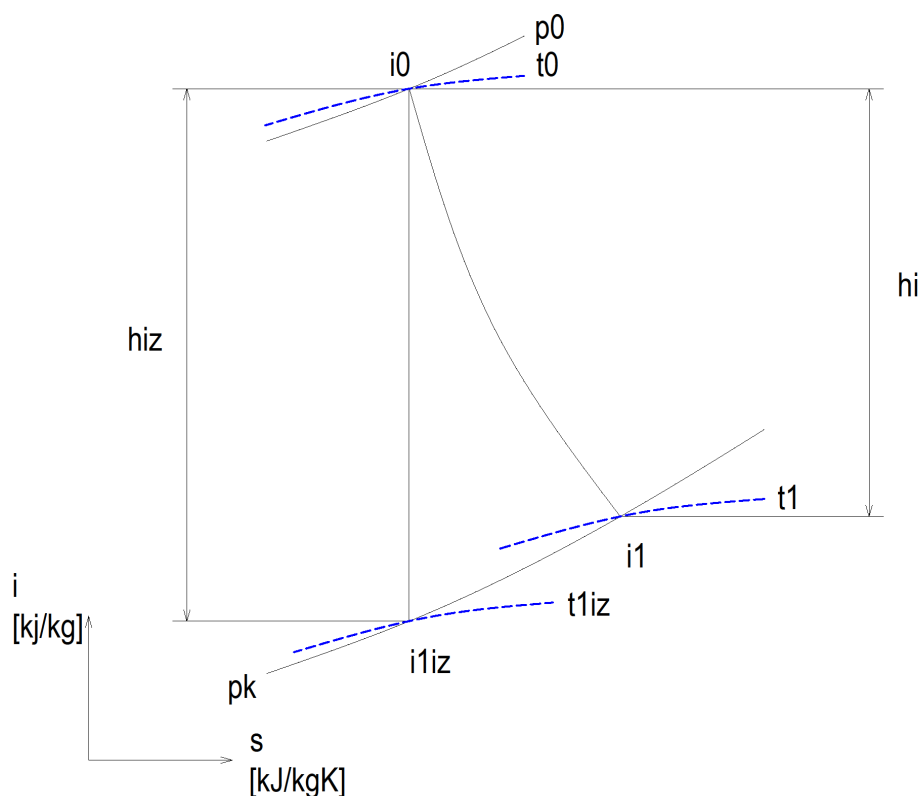
Pomocí parametrů páry na vstupu a výstupu z turbíny jsem z programu Xsteam entalpii $i_{1iz} = 2355 \frac{kJ}{kg}$ při izoentropické expanzi. Izoentropický spád je dán rozdílem i_0 a i_{1iz} je $h_{iz} = 683,5 \frac{kJ}{kg}$. Expanzní křivka je znázorněna na obr. 19.

Z izoentropického spádu započítáním vnitřních ztrát získáme vnitřní spád h_i podle následujícího vzorce:

$$h_i = h_{iz} * \eta_{tdi} = 683,5 * 0,92 = 628,8 \frac{kJ}{kg}$$

Z vypočtených hodnot a zjištěných účinností je vypočten výkon turbogenerátoru na svorkách:

$$P_{sv} = m * h_{iz} * \eta_{tdsp} * \eta_g = 4,45 * 683,5 * 0,90 * 0,98 = 2682,7 kW$$



Obr. 19 – Expanzní křivka turbíny

Podle vypočtených hodnot by navrhovaná turbína měla mít parametry:

- | | |
|--------------------------------|-----------|
| • Hmotnostní průtok páry | 16,02 t/h |
| • Teplota vstupní páry | 290 °C |
| • Tlak na vstupu do turbíny | 0,7 MPa |
| • Tlak na výstupu z turbíny | 0,015 MPa |
| • Výkon na svorkách generátoru | 2,7 MW |

Na základě vypočtených parametrů jsem vyhledal vhodné výrobce turbín. Jedná se o turbínu Siemens SST – 060, točivou redukci TR560 od firmy G-team a turbína K 1,6-2,1/0,02 navrženou firmou EKOL.

TR560

Tato turbína je navržena pro entalpické spády větší než 120 kJ/kg s možností ovládání dvou parciálních ostříků. Stator turbíny je uchycen na převodovku, která redukuje otáčky turbínového kola na otáčky generátoru. Součástí základového rámu točivé redukce je olejové hospodářství a převodovka. Elektrický generátor je umístěn na samostatném betonovém základu a s turbínou je propojen pružnou spojkou. Těsnost rotoru proti úniku páry je zajištěna mechanickými ucpávkami. Tato turbína je jednostupňová a proto dosažená termodynamická účinnost bude nižší, může dosahovat ~75%. V porovnání s vícestupňovými však bude investičně levnější.

• Výkon	700 – 3000	kW
• Množství páry	10 – 30	t/h
• Vstupní tlak	0,6 – 4	MPa
• Výstupní tlak	0,05 – 1,4	MPa
• Vstupní teplota páry	max. 380	°C

SST – 060

Je nejmenší turbína firmy Siemens nabízená pro očekávaný výkon. Byla navržena pro široké spektrum aplikací a svou robustností má předpoklady pro spolehlivou funkci. Tato turbína je vhodná jako kondenzační i protitlaká. Převodové moduly jsou integrovány do základového rámu stejně jako olejové hospodářství. Ovládání je možné pomocí parciálních ostříků. Tato turbína umožňuje rychlý start bez přehřívání. Celkový návrh turbíny je navržen na míru podle vstupních parametrů.

• Výkon	max. 6000	kW
• Vstupní tlak	max. 13,1	MPa
• Vstupní teplota páry	max. 530	°C
• Výstupní tlak	vakuum	

K 1,6-2,1/0,02

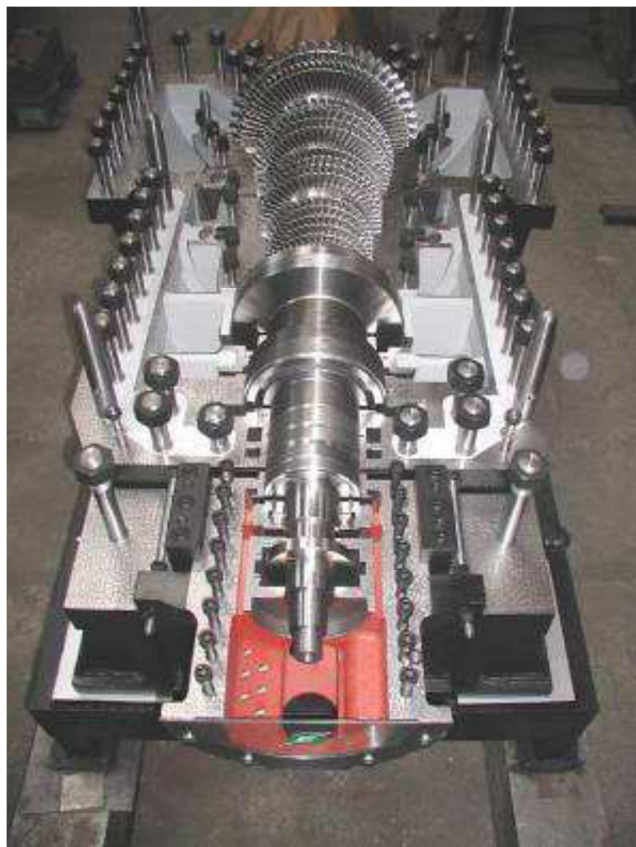
Tato kondenzační parní turbína firmy EKOL byla navržena a dodána do spalovny průmyslových odpadů v Polsku. Je u ní užito radiální lopatkování regulačního stupně a otáčky turbíny byly přizpůsobeny planetové převodovce. Z uvedených hodnot zmíněných níže vyplývá, že tato turbína dosahuje termodynamické účinnosti na svorkách generátoru 92%.

V této referenční zakázce má následující parametry:

• Elektrický výkon	1800	kW
• Otáčky turbíny	14250	min ⁻¹
• Tlak vstupní páry	2,1	MPa
• Teplota vstupní páry	270	°C

- | | | |
|-----------------------|------|-----|
| • Průtok vstupní páry | 9,1 | t/h |
| • Tlak výstupní páry | 0,02 | MPa |

Volba turbíny by je významně závislá na konkrétních technických údajích a ceně zařízení. Zajímavá je především točivá redukce firmy G-team, která je navržena přesně pro tyto parametry páry a výkonově zapadá. A z mého pohledu nejlepších parametrů může dosahovat parní turbína firmy EKOL, neboť účinnost referenčního zařízení je velmi vysoká a jednotlivé turbíny jsou navrhovány vždy pro konkrétní případy.



Obr. 20 – Pohled na dělicí rovinu s rotorem turbíny K 1,6-2,1/0,02 firmy EKOL, zdroj: dokumenty referenčních zakázek z konference EKOL

3.5.2 Kondenzátor

Vyexpandovaná pára na výstupu z turbíny je vedena do chladicího systému a z ní odvedeno kondenzátní teplo. Kondenzací nastává v kondenzátoru podtlak, který je závislý na teplotě chladicího média, průtoku, velikosti chladicích ploch a činnosti vývěvy. Pro zvolení vhodného způsobu kondenzace jsem přihlédl ke zvoleným podmínkám instalace zmíněných v první kapitole.

Z hlediska účinnosti přeměny TTO na elektrickou energii je nejvýhodnější chlazení vodou (průtočné, cirkulační i mokrá chladicí věž), které dosahuje nejnižšího kondenzačního tlaku a tedy i větší expanzi na turbíně. Voda jako chladivo se však stává drahá (platby za spotřebovanou vodu) a ne vždy dostupná. Z hlediska flexibility umístění je výhodnější chlazení vzduchem, kde nároky na dodávky vody jsou minimalizovány.

Jako vhodný způsob pro koncept paroplynu v této DP volím chlazení pomocí suché chladicí věže. Tento způsob chlazení se sestává z výměníku chladicí voda – vzduch ze žebrovaných trubek. Dále volím provedení s umělým tahem. Toto řešení je sice provozně nákladnější neboť příkon ventilátoru snižuje čistý výkon cyklu, ale investičně, v porovnání s chladicí věží pro přirozený tah, je mnohem výhodnější. K tomuto řešení jsem se přiklonil z důvodu relativně malého chladicího výkonu a při uvažování koncepce elektrárny pro poskytování PpS je pravděpodobné časté nabíhání a sjíždění s výkonem. Tento režim by navíc snižoval výhody přirozeného tahu (je provozně výhodnější pokud je v provozu).

Parametry, kterých se dá dosáhnout chlazením suchou věží, jsem zjistil z [8, str. 285]. Podle grafu závislosti teploty a tlaku v kondenzátoru při různých typech chlazení je možno dosáhnout tlaku 0,015 MPa. Při tomto tlaku je teplota kondenzace 54 °C. Z těchto parametrů jsem provedl výpočet hmotnostního průtoku chladicí vody v kondenzátoru.

• Hmotnostní průtok emisní páry m_e	4,45	kg/s
• Tlak mokré páry z turbíny p_e	0,015	MPa
• Entalpie mokré páry i_e	2598	kJ/kg
• Entalpie kondenzátu i_k	225,9	kJ/kg
• Měrná tepelná kapacita vody c_v	4,2	kJ/kg*K
• Hmotnostní průtok chladicí vody m_v		kg/s
• Teploty chladicí vody na vstupu a výstupu t_{v1}, t_{v2}		°C

Výkon kondenzátoru bez uvažování ztrát do okolí je:

$$Q_k = m_e * (i_e - i_k) = m_v * c_v * (t_{v2} - t_{v1}) = 10555,8 \text{ kW}$$

Pro suchou chladicí věž je rozdíl teplot chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru $\Delta t_v = 15 \text{ K}$.

Hmotnostní průtok chladicí vody pak je:

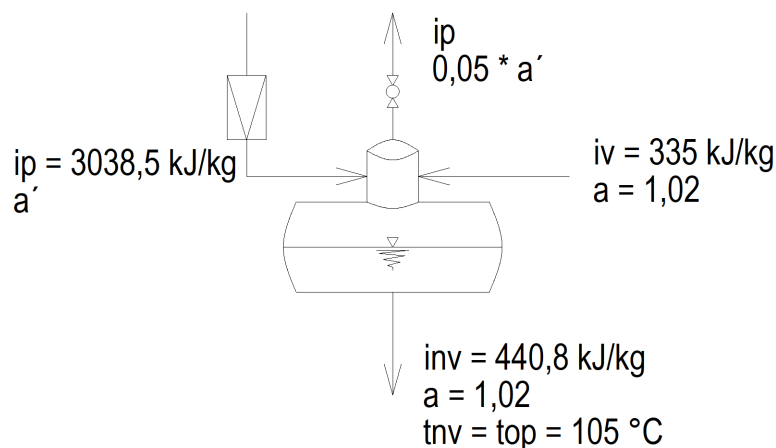
$$m_v = \frac{m_e * (i_e - i_k)}{c_v * \Delta t_v} = 167,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Vhodné chladicí věže vyrábí například firma FANS, která nabízí široké spektrum vzduchem chlazených kondenzátorů. Z referenčních zakázek vyplývá, že dodávají zařízení prakticky pro shodné podmínky, jako jsou vypočtené hodnoty v této DP. Chlazení o výkonu 11MW zajišťují 3 mikrověže FXV Q 541 N. Jinými vhodnými dodavateli jsou např.: Axima refrigeration GmbH nebo Sigma.

3.5.3 Napájecí nádrž a odplynovák

Pro kompletaci výpočtu schématu je důležitá napájecí nádrž a k ní přidružený odplynovák. Na obrázku v příloze č. 1 je znázorněno napojení napájecí nádrže na další části cyklu. Kondenzát o teplotě 54 °C je veden do NTO, kde je ohříván na 80 °C teplem z chladicího okruhu motorů. Teplotní rozdíl od žádané teploty v NN 26 K, je v souladu se spolehlivou funkcí odplynováku. Použití chladicí vody je výhodnější než ohřev ostrou párou neboť turbína má větší výkon a zároveň ochlazujeme chladicí vodu, čímž snižujeme příkon vzduchového chladiče. Předehřátý kondenzát je veden do napájecí nádrže.

Teplota v napájecí nádrži musí dosahovat 105 °C, při které dochází k odstranění rozpuštěných plynů z vody. Tento technologický postup nastává v odplynováku. Ohřátí vody na bod varu (intenzivní vypuzování rozpuštěných plynů) je dosaženo přímým stykem vody s topnou párou. Aby bylo zajištěno správné odplynění, je teplotní rozdíl mezi kondenzační teplotou topné páry a vody max. 20 K. Pro ohřev jsem využil topnou páru, která izoentaltickým škrcením na tlak v odplynováku 0,15 MPa splňuje uvedenou podmínku (kondenzační teplota je 111,4 °C). Poměrné množství topné páry $a' = \frac{m_{tp}}{m_a}$ je vypočtenou z tepelných toků odplynováku a napájecí nádrže naznačených na obr. 21.



Obr. 21 – Tepelná bilance odplynováku a napájecí nádrže

Při výpočtu zanedbávám ztráty tepla do okolí, které bývají menší než 1% topného příkonu. Průtok napájecí vody musí být větší než průtok admisní páry a odľuhu o cca 2% m_a . Z odplynováku jsou odváděny brýdy se kterými odchází přibližně 5% topné páry.

Pro tepelnou bilanci v NN odplynováku platí následující vztahy:

$$m_{nv} = 1,02 * m_a \rightarrow m_a = \frac{m_{nv}}{1,02} = 4,63 \frac{kg}{s}$$

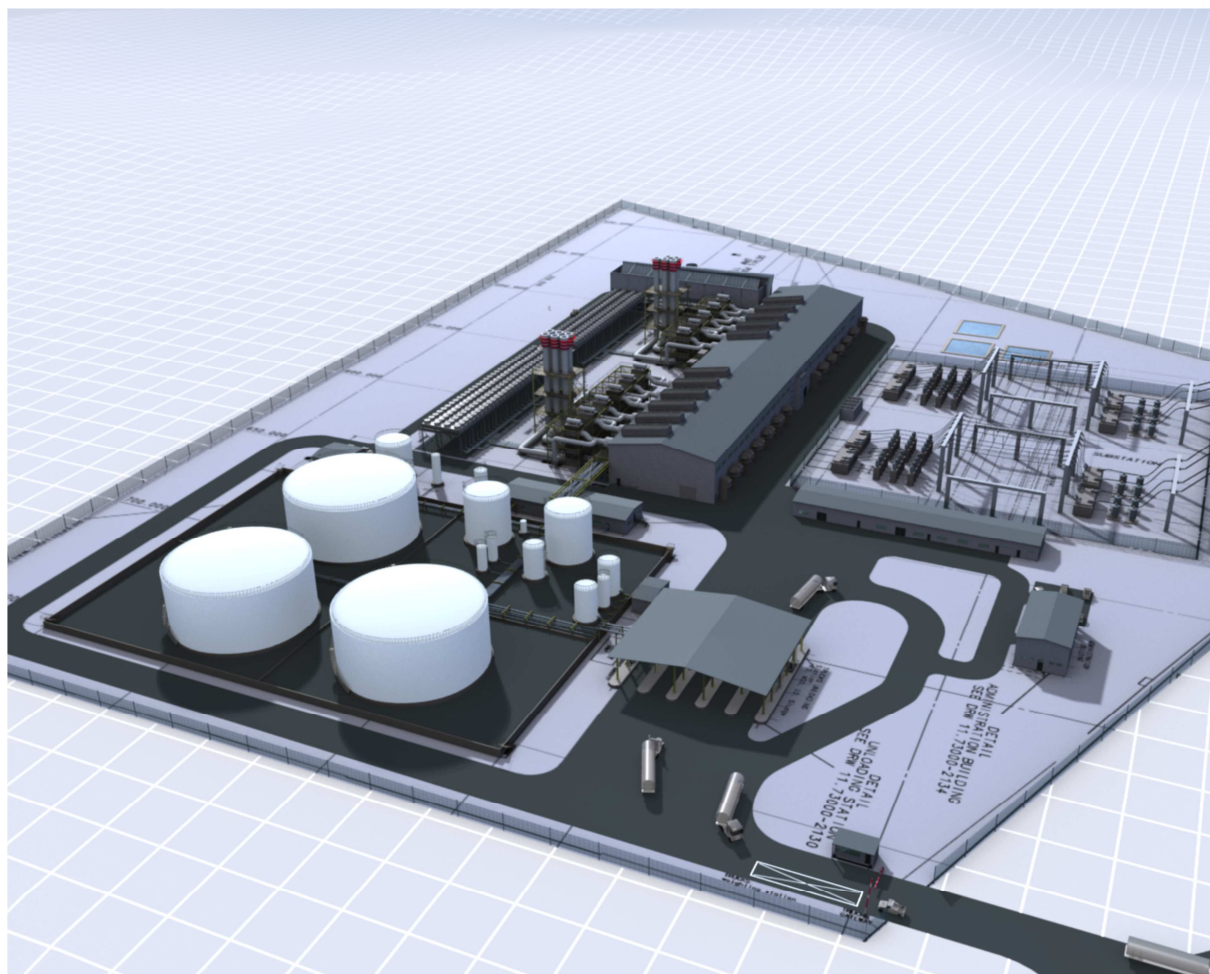
$$a' * i_p + 1,02 * i_v = 0,05 * a' * i_p + 1,02 * i_{nv} \rightarrow a' = \frac{1,02 * i_{nv} - 1,02 * i_v}{0,95 * i_p} = 0,037$$

$$m_{tp} = a' * m_a = 0,17 \frac{kg}{s}$$

$m_{nv}...$	je množství napájecí vody [kg/s]
$m_a...$	je množství admisní páry [kg/s]
$m_{tp}...$	je množství topné páry [kg/s]
$i_p...$	je entalpie topné páry [kJ/kg]
$i_v...$	je entalpie ohřátého kondenzátu [kJ/kg]
$a'...$	je poměrné množství topné páry

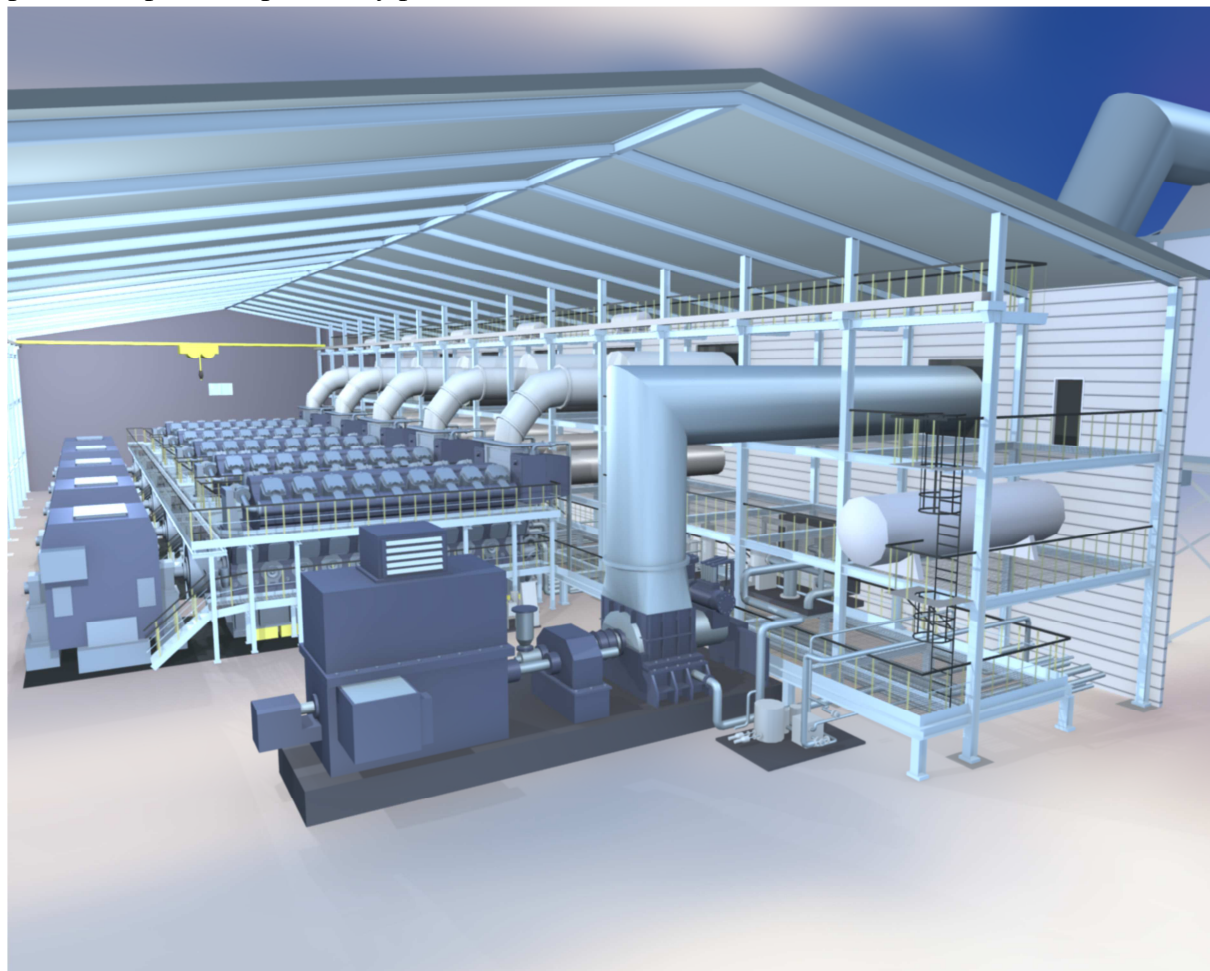
3.6 Dispoziční řešení

Tato kapitola se zabývá uspořádáním zařízení v prostoru elektrárny. Vycházím z referenční paroplynové elektrárny navržené firmou MAN. Objekt elektrárny lze rozdělit na tři části. Technologická část je vybavená motory na spalování TTO, parním kotlem a návaznou technologií. Další částí je umístěna trafostanice, elektro rozvodna a jsou zde umístěny provozní místnosti (velín, sklady, sociální zařízení...). Třetí částí je skladování a příprava paliva pro spalování v motorech. Dispozice použitá v obdobné paroplynové elektrárně je znázorněna na obr. 22.



Obr. 22 – Dispozice paroplynové elektrárny spalující TTO, zdroj: referenční elektrárna firmy MAN

V závislosti na umístění elektrárny může být palivo přiváženo po silnici cisternami nebo železničními vagóny. Pro případ realizace v místě bez železničního spojení uvažují dopravu nákladními auty (v případě, že železniční spojení neexistuje, je nevýhodné jej budovat pro dopravu paliva). Pro stáčení paliva je vybudována krytá stáčecí rampa, která je dle instrukcí zmíněných v kapitole 3.3 – Vnější palivové hospodářství, vybavena topnou párou pro paliva v cisternách. Ohřátý TTO na dopravní teplotu (případně LTO) je čerpán dopravními čerpadly přes systém filtrů do skladovacích nádrží. Prostor skladovacích nádrží je vybetonován jako jímka pro zachycení případného úniku paliva. Zároveň je dovybaven hasicí stanicí. Palivo je ze skladovacích nádrží dopraveno objektu vybaveného předehřívákem paliva a odstředivým separátorem a vedeno zpět do denních nádrží. Druhý objekt slouží pro přípravu paliva na spalovací parametry podle schéma na obr. 13.



Obr. 23 – Uspořádání strojovny, zdroj: referenční elektrárna firmy MAN

Technologická část je tvořena strojovnou, ve které jsou umístěny motory a systém pro generování páry a její využití. Vzhledem k rozměrovým dispozicím motorů a turbíny jsou tato zařízení instalována paralelně vedle sebe v prostoru strojovny. Celková dispozice strojovny je znázorněna na obr. 23. Generátory motorů a turbíny jsou vybaveny silnoproudým kabelem, který je podzemí veden do trafostanice. Ze závěru kapitoly 3.2.4 vyplývá, že odvedení radiačního tepla motorů je zajištěno ventilací strojovny. Spaliny jsou vedeny do druhé části technologické budovy, ve které je umístěn parní kotel a příslušná zařízení. Ochlazené spaliny jsou vedeny přes tlumiče hluku ven z objektu a napojeny na patu komína. Ve vnějším

prostoru jsou umístěny jednotky mikro chladících věží (pro dochlazení kondenzátu) a soustavy chladičů pro NT a VT vodu. V tomto bodě se zobrazené obrázky liší od situace uvažované v DP. Krom zmíněných suchých chladících věží je výhodné budovu strojovny koncipovat jako plochou a využít pro osazení soustavou stolových chladičů. Těmi lze dochlazovat VT a NT vodu. Toto řešení je výhodné pro úsporu plochy (uvažovaná instalace v ES). V případě, že plochy dostatek je cenově výhodné zvolit uspořádání jako na obr. 22.

Jednotlivé části budovy jsou rozděleny na požární zóny, které v případě nastání tohoto incidentu musí zajistit, že se plameny nebudou šířit. Tento požadavek klade nároky na obložení stěn strojovny a ošetření ocelových konstrukcí protipožárními nátěry. Podlahový povrch rovněž musí splňovat požadavky protipožární bezpečnosti na svou celistvost, povrchovou teplotu v případě požáru.



Obr. 24 – Vizualizace NN rozvodny a administrační budovy, zdroj: referenční elektrárna firmy MAN

Poslední částí je dvoupatrová budova. V tomto objektu je instalována NN elektro rozvodna a provozní místnosti. V dalších částech je umístěn velín a doprovodné prostory. Ilustrační vizualizace NN rozvodny a administrační budovy je znázorněn na obr. 24. Trafostanice je napojena na elektrifikační síť v závislosti na umístění elektrárny. Dle legislativy ČR je výhodné situovat elektrárnu blízko existující sítě. V zákoně č. 458/2000 Sb. je uvedeno, že do jisté vzdálenosti zajistí připojení do sítě společnost provozující elektrifikační soustavu (v ČR ČEPS). Tímto je možné snížit náklady na připojení do soustavy.

3.7 Parametry paroplynové elektrárny

Tato kapitola shrnuje výsledky studie a vytváří vstupu pro ekonomickou analýzu. Následující parametry paroplynové elektrárny jsou platné při teplotě okolí 25°C. Hodnota vlastní spotřeby byla odhadnuta na základě porovnání s obdobnými projekty (výsledná hodnota odpovídá celkové elektrické účinnosti paroplynové elektrárny spalující TTO deklarované v [1]). Výhřevnost paliva byla získána z literatury [3].

Parametry jednoho motoru

• Zatížení motoru	100	%
• Svorkový výkon	8000	kW
• Vstup paliva do motoru	16 290	kW
• Výhřevnost TTO	40,5	MJ/kg
• Spotřeba TTO	7240	kg/h

Parametry pro všechny motory

• Počet motorů	5	
• Elektrický výkon ve spalovacích motorech	40	MW
• Elektrický výkon parní turbíny	2,68	MW
• Vlastní spotřeba elektrárny	4	%
• Čistý elektrický výkon do sítě	40,97	MW
• Celková elektrická účinnost	50,3	%

Investiční náklady

Hodnota investičního záměru byla odhadnuta na základě studie KPMG pro firmu MAN [1] a porovnáním investičních nákladů obdobných projektů v prostoru střední Evropy. Cena zdroje včetně stavební části je odhadnuta:

• Měrné náklady zdroje	1318	EUR/kW
• Celkové investiční náklady	54mil.	EUR

Provozní náklady

Výše nákladů na provoz motorů je dána smlouvou s výrobcem, který zajišťuje servis zařízení a popřípadě také výměnu provozních náplní. Velikost provozních nákladů zahrnující servis a provozní náplně je:

• Provozní náklady na jeden motor	20	EUR/h
-----------------------------------	----	-------

Při uvažování 8000 provozních hodin jsou náklady 0,8 mil. EUR.

Možnosti provozu

Paroplynová elektrárna s pístovými motory může být provozována jako zdroj pro základní zatížení i pro poskytování podpůrných služeb. Velikost i dynamika zdroje odpovídá požadavkům na poskytování služby MZ_{15+} . Regulační schopnosti pístových motorů jdou vysoce nad rámec požadavků provozovatele sítě (ČEPS). Krom uvažovaných provozů, které budou hodnoceny v ekonomické části, jsou schopny také zajistit ostrovní provoz a především je tato koncepce vhodná pro odlehlá místa s přístupem k moři, kde je nutné zabezpečit požadovaný výkon. Možné uplatnění jako elektrárna zajišťující elektrickou energii pro ostrov nebo v rozvojových zemích. Možnou aplikací pro tato odlehlá místa je kombinace s OZE. Větrné nebo solární parky jsou zálohovány paroplynovým zdrojem, čímž je zajištěna stabilní dodávka energie pro dané území. První prototypová zařízení jsou již navržena a ve výstavbě.

4 Teplárna s pístovými motory

Tato kapitola se zabývá alternativou k paroplynové elektrárně s pístovými motory spalující TTO. Jak vyplývá z energetické politiky EU (zmíněno v závěru kapitoly 1.1) jsou nyní kladeny vysoké nároky na nově instalované zdroje. Velký důraz se klade na nízké emise CO_2 , vysokou účinnost a stabilitu dodávek paliva.

V prostoru EU tvoří 80% emisí CO_2 energetika a z tohoto důvodu závazky EU ohledně snižování svých emisí doléhají nejvíce právě na ni. Medián měrných emisí CO_2 ve státech EU se pohybuje $\sim 550\text{g/kWh}$ v závislosti na energetickém mixu a míře využívání jaderné energie. Tabulka 6 zachycuje produkci emisí podle typu zařízení a spalovaného paliva. Nejlepších hodnot, z tohoto hlediska, dosahují zdroje spalující zemní plyn. Ovšem i zdroje na TTO mohou významně snížit měrné emise států, především těch, které ve významném měřítku spalují uhlí. Velmi nízkých hodnot a vysoké účinnosti dosahují kogenerační zařízení. Nejvyšší účinnost dosahují zdroje spalující plyn, neboť nízká teplota rosného bodu umožňuje efektivnější využití tepla spalin.

Typ zařízení	účinnost [%]	emise CO_2 [g/kWh]
Jaderná elektrárna	35	0
Uhelná elektrárna (podkritická)	38	896
Paroplynová elektrárna s pístovými motory (TTO)	52	513
Teplárna s pístovými motory (TTO)	80	333
Teplárna s pístovými motory (zemní plyn)	90	224
Paroplynová elektrárna (zemní plyn)	55	367

Tab. 6 – Měrné emise CO_2 dle typu zdroje a paliva, zdroj:[1]

Zajištění stability dodávek je zmíněno v 1 kapitole, kde je zmíněna složitá geopolitická situace EU. V současné době je Evropa závislá na dodávkách z Ruska. Dodávky IFO mohou být daleko stabilnější, neboť IFO je dovážen tankery a prodáván v řadě evropských přístavů (běžné palivo pro dopravní loď). Obecně zásobování TO je jednodušší než přeprava zemního plynu (přeprava zkapalněného plynu zatím není tolik rozšířená).

Posledním aspektem je přehodnocení budoucnosti jaderné energetiky v EU. Především po nehodě v Japonsku dochází k obměnám v energetických koncepcích evropských států. Německo se rozhodlo uspišit odstavení svých jaderných elektráren a řada zemí (Itálie, Švýcarsko,...) se rozhodlo pozastavit plánované projekty. Odklon od jádra v řadě zemí vyvolá růst měrných emisí CO_2 , a nově instalované zdroje budou mít vlivem drahého paliva (TO, plyn) mnohem vyšší variabilní náklady. Částečná kompenzace měrných emisí je způsobena početnější instalací OZE.

4.1 Analýza možnosti instalace v EU

Kogenerace patří mezi zdroje podporované legislativou EU. Především zdroje do výkonu 5 MW_e jsou podporovány subwencemi. Pro zdroje nad tuto výkonovou hranici je

dotace velmi nízká (v ČR 45 Kč/MWh [16]). Proto při zvažování umístění neuvažuju formy cenového zvýhodnění a zaměřuji se na konkurenceschopnost zdroje v porovnání se současnými zařízeními.

Jak jsem uvedl v úvodu kapitoly 4, velkou roli hrají politická rozhodnutí EU. Při výběru zemí zvažuji snížení měrných emisí CO₂ státu, energetickou koncepci (jaderné elektrárny), potřebu tepla (např. klima) a případné možné aplikace. Po zvážení situace v Evropě uvažuji možnou instalaci v SRN a Polsku.

SRN

Německo avizovalo svůj odklon od jaderné energetiky již v 90. letech. Zmíněné události v Japonsku uspíšili uzavírání jaderných elektráren, které vytváří tlak na cenu elektrické energie. Současně hrozí zvýšení měrných emisí CO₂ (v současnosti ~530g/kWh). Německo v posledních letech instalovalo mnoho obnovitelných zdrojů (bezemisní), které pomáhají tento problém řešit, ovšem vyvolávají problém regulovatelnosti. Německo má rozvinuté námořní přístavy, které umožňují stabilitu zásobování. Zároveň spalování TTO by došlo k diverzifikaci energetického portfolia. Klima v Německu je obdobné jako v ČR a avizovaný další rozvoj centrálního zásobování teplem předními představiteli státu vytváří předpoklady k existenci vhodných lokalit. Výhodou je vyšší cena tepla i elektrické energie v porovnání s ČR (cena tepla je vyšší o 6% [4.], cena elektřiny vypočtena z ceny základního zatížení [5.] [6.] 17. 5. 2012 je v SRN o 18% vyšší). Cenová výhodnost v porovnání s jinými regiony, plánovaný rozvoj CZT, nízké měrné emise CO₂ a možné zásobování přes námořní přístavy splňuje podmínky kladené na nově instalované zdroje.

Polsko

V současné době je Polská energetika významně závislá na spalování uhlí. Tomuto faktu odpovídají i vysoké měrné emise CO₂. Svou závislost na tomto palivu chtělo Polsko řešit rozvojem jaderné energetiky, ovšem vzniklá situace negativně působí na veřejnou diskusi stavby 1. jaderného bloku (plánováno celkem 6 bloků). Polská geopolitická situace je obtížná, neboť vztahy s Ruskem jsou stále napjaté a závislost na dovozu plynu odmítají. Objevená velká ložiska břidlicového plynu (dle vyjádření EIA) chtějí v budoucnu plně využít. Tento způsob těžby je v EU zvažován z ekologického hlediska. Polsko má obdobné klima jako v ČR a rozvinuté přístavy, které umožňují stabilní dodávky TO.

Polská energetická politika do roku 2030 byla schválena v listopadu 2009. Jejím cílem je zdvojnásobit množství vyrobené elektřiny ve vysokoúčinných zařízeních kombinované výroby do roku 2020 ve srovnání s rokem 2006. Zároveň legislativně stanovuje poplatky související s připojením zařízení do sítě (na základě skutečných investičních nákladů), přednostní přístup k soustavě. Operátor trhu s elektřinou je povinný zajistit přednostní přístup k přenosové soustavě elektřiny pro zařízení vyrábějící elektřinu v kombinované výrobě. Zároveň je na uvažovaný typ teplárny s pístovými motory poskytována subvence 7 EUR/MWh. [7.] Z důvodů podpory rozvoje teplárenství a informací uvedených výše předpokládám vhodnost instalace uvažovaného zdroje.

Možnosti instalace

V této části navrhuji možné případy služeb poskytovaných teplárnou s pístovými motory spalujícími TTO.

- *Teplárna* – tato možnost uvažuje kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla. Teplo může být dodáváno parou (průmyslové účely, CZT) nebo v horké vodě a zdroj je podporován jako KVET.
- *Teplárna poskytující PpS* – tato varianta může využít regulační potenciál spalovacích motorů. Při poskytování podpůrných služeb je zdroj v pohotovosti pro případ potřeby zvýšení výkonu – DZ_{15+} , za kterou inkasuje platbu (vydělává bez spalování paliva). Tento model je využitelný pro období mimo topnou sezónu. Druhou možností je poskytování PpS snížení výkonu. Tento model se může uplatnit v topné sezóně. Instalací akumulátoru tepla a záložního kotle na TTO, vzniká možnost snížení výkonu a poskytování DZ_{15-} . Terciální regulace obvykle nevyžaduje úpravu výkonu na dlouhou dobu, proto vhodnou instalací akumulátoru a kotle může být tento výkon pokryt.
- *Zdroj energie a tepla pro velkého odběratele* – tato varianta uvažuje instalaci výkonu zařízení v závislosti na potřebách odběratele (aquapark, velké obchodní centrum,...) přičemž při nízkém vytížení (v nočních hodinách) může poskytovat PpS DZ_{15+} (nejvyšší ceny).

V této DP uvažuji případ výkonově srovnatelný k paroplynové elektrárně z kapitoly 3. Uvažuji teplárnu o výkonu 40 MW v elektrickém výkonu, kdy pro celý tepelný výkon bude zajištěn odběr po celý rok.

4.2 Technické řešení teplárny s pístovými motory

Při návrhu tohoto kogeneračního zdroje vycházím z paroplynové elektrárny s pístovými motory z kapitoly 3. Počet motorů zůstává stejný obdobně jako princip chlazení. Rozdíly jsou ve výkonu NTO a zařízení využívající teplotu spalin. Schéma teplárny s pístovými motory je znázorněno v příloze č. 4. Předpokládané parametry topné vody jsou 110/70°C.

Palivové hospodářství

Způsob přípravy a skladování TTO zůstává zachován jako u paroplynové elektrárny (kapitola 3.2.1) s výjimkou parního ohřevu pro ohřev paliva na separační teplotu a teplotu spalování. Topná pára bude generována parním vyvíječem, který současně poskytuje páru pro technologické účely, které byly zmíněny v popisu palivového hospodářství elektrárny (ohřev cisteren,...).

Chlazení motorů

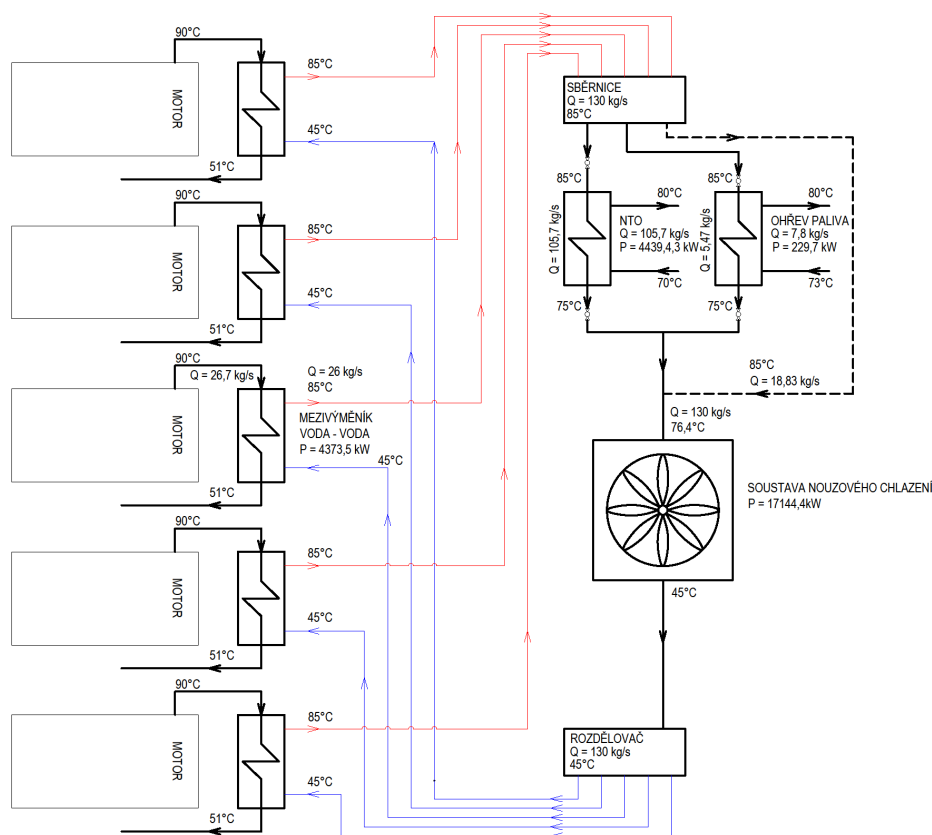
NT a VT chladicí systém jednoho motoru je stejný jako v kapitole 3.2.2. Rozdíl nastává ve výkonu NTO, kde je zajištěn ohřev vratné vody z CZT. Vzhledem k teplotě vratné vody 70°C a teplotě VT vody 85°C volím na obou stranách teplotní spád 10K. Hmotnostní průtok topné vody je stanoven z tepelného výkonu spalín. Spaliny je možné dochladit na 170°C (při uvažování 3% síry v palivu). Z objemového průtoku spalín a entalpií pro dané teploty jsem zjistil tepelný výkon spalínového výměníku. Entalpie jsem vypočetl obdobně jako v kapitole 3.4.

$$P = M_{sp} * (i_{sp}^{in} - i_{sp}^{out}) = 81,1 * (344,8 - 180,6) = 13316,6 \text{ kW}$$

Z tepelného výkonu spalínového výměníku jsem vypočetl průtok topné vody pro ohřev na požadovanou teplotu 110°C. Teplota topné vody za NTO je 80°C.

$$P = Q * c_v * (t_{sv}^{out} - t_{sv}^{in}) \rightarrow Q = \frac{P}{c_v * (t_{sv}^{out} - t_{sv}^{in})} = \frac{13316,6}{4,2 * (383 - 353)} = 105,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ze získaného průtoku topné vody jsem dimenzoval výkon NTO a průtok ve VT chladicím systému pro všechny motory. Výsledky výpočtu jsou zachyceny na obr. 25.



Obr. 25 – Schéma VT chladicího systému teplárny pro všechny motory

Spalinový výměník

Jako vhodného dodavatele spalinového výměníku, který zajišťuje dochlazení spalin a ohřev topné vody na požadované parametry jsem zvolil firmu APROVIS. Tato německá společnost se zaměřuje na výrobu více typů spalinových výměníků, přičemž portfolio jejich zakázek zahrnuje široké spektrum aplikací. Nabízejí jak typové výměníky, tak možnost individuálního designu pro specifické aplikace. Jak je zmíněno v kapitole 3.2.5 o vývodu spalin, je důležité pro zajištění tlaku za turbodmychadlem zvolit vhodné tlakové ztráty na výměníku. Tento požadavek firma APROVIS splňuje, neboť nabízí řešení založená na výpočtu výměníku metodami konečných prvků (FEM) a analyzováním dynamiky kapalin (CFD). Pomocí těchto metod je design jednotlivých částí.

4.3 Parametry teplárny s pístovými motory

Následující parametry paroplynové elektrárny jsou platné při teplotě okolí 25°C. Velikost vlastní spotřeby je pro obecně pro kogenerační zařízení s pístovými motory velmi podobná elektrárně s pístovými motory. Z tohoto důvodu je ponechána hodnota 4%.

Parametry jednoho motoru

• Zatížení motoru	100	%
• Svorkový výkon	8000	kW
• Vstup paliva do motoru	16 290	kW
• Výhřevnost TTO	40,5	MJ/kg
• Spotřeba TTO	7240	kg/h

Ohřev síťové vody

• Vstupní teplota síťové vody	70	°C
• Výstupní teplota síťové vody	110	°C
• Množství síťové vody	380,5	t/h

Parametry pro všechny motory

• Počet motorů	5	
• Elektrický výkon	40	MW
• Tepelný výkon dodaný do sítě	17,76	MW
• Teplo dodané do sítě	63,93	GJ/h
• Vlastní spotřeba elektrárny	4	%
• Čistý elektrický výkon do sítě	38,4	MW
• Celková elektrická účinnost	47,1	%
• Celková tepelná účinnost	21,8	%
• Čistá účinnost celé kogenerace	68,9	%

Investiční náklady

Hodnota investičního záměru byla odhadnuta na základě studie KPMG pro firmu MAN [1] a porovnáním investičních nákladů obdobných projektů v prostoru střední Evropy. Cena zdroje včetně stavební části je odhadnuta:

- Celkové investiční náklady 52mil. EUR

Provozní náklady

Výše nákladů na provoz motorů je uvažována ve stejné výši jako pro paroplynovou elektrárnu s pístovými motory zmíněné v kapitole 3.7. Velikost provozních nákladů zahrnující servis a provozní náplně je:

- Provozní náklady na jeden motor 20 EUR/h

Možnosti provozu

Varianty instalace jsou umíněny v závěru kapitoly 4.1. Teplárna s pístovými motory si zachovává výborné regulační schopnosti, které dávají předpoklady k poskytování PpS. Výhodné je dimenzovat velikost zdroje dle potřeby tepla a poskytovat službu DM₁₅. Při snížení výkonu dle pokynu dispečera je teplo do soustavy dodáváno z akumulčních nádrží a záložního zdroje na TTO.

5 Ekonomické hodnocení variant

Investiční záměr je posuzován metodami hodnocení efektivnosti vynaložených investic. Vzhledem k vlastnostem paroplynové elektrárny uvažují zapojení do distribuční soustavy jako zdroj základního zatížení a pro poskytování PpS. Zdroj bude pro ekonomické hodnocení umístěn v cenovém a legislativním prostředí ČR. K této volbě vedly důvody zmíněné v kapitole 1 (viz vhodnost umístění zdroje v Evropě) a také přístup k legislativní a cenotvorným předpisům. Významný vliv představuje cena TTO. Problematika odhadu vývoje ropných produktů je rozebrána v první kapitole, kde je diskutován cenový vývoj v posledním desetiletí a na základě studie je uvažována cena TTO ~400\$/tunu. V závěru kapitoly posuzují ekonomickou návratnost investice u variantní koncepcí kogeneračního zdroje. U jednotlivých variant jsem provedl výpočet ekonomického modelu pro uvažování zemního plynu jako paliva. Tímto můžu porovnat výhodnost zdroje.

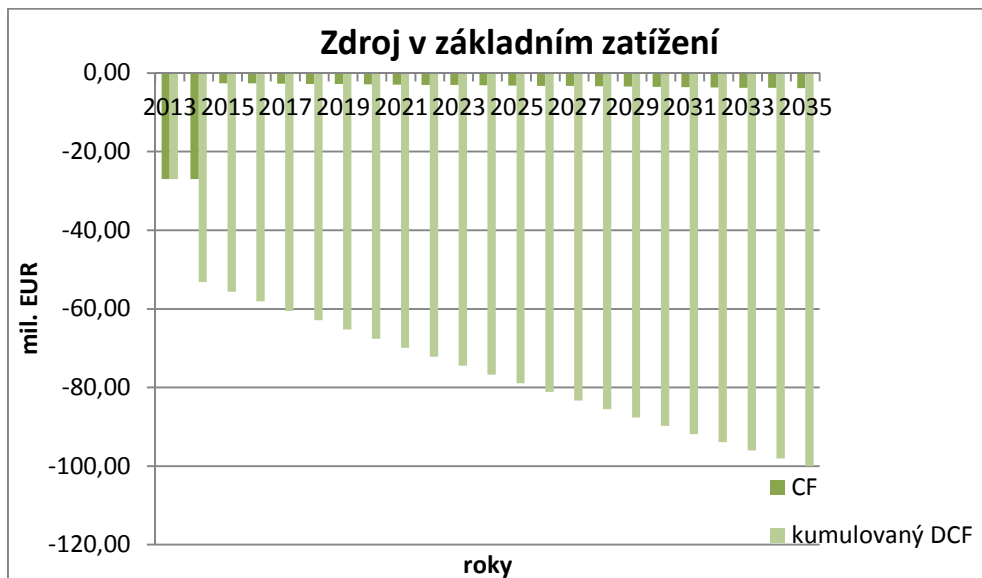
5.1 Paroplynová elektrárna – zdroj v základním zatížení

Současná doba je pro oceňování velmi specifická. Ceny elektřiny dosahují historických minim (vliv obnovitelných zdrojů na ceny silové elektřiny) a ceny paliv naopak rostou k předkrizovým hodnotám. Z těchto důvodů jsou zvolené vstupy voleny s uvažováním delšího historického období. Proměnné v ekonomickém modelu vyplývají z parametrů elektrárny (kapitola 3.7). Roční doba provozu je uvažována 8000 h/rok. Cena elektrické energie (odhad z vývoje base CALs [6.]). Historický vývoj se pohybuje v rozmezí 45 až 60 EUR/MWh (v současné době až 30EUR/MWh). Vzhledem k dlouhodobé predikci uvažují průměrnou hodnotu 50 EUR/MWh. Směnné kurzy uvažují EUR/USD = 1,3 a EUR/CZK = 25. Doba životnosti je uvažována dle [1] 20 let. Předpoklad výstavby v 2 roky se započítím v lednu 2013 (v souladu s očekávanou dobou výstavby v [1]). V ekonomickém modelu není uvažována daň. Pro zjednodušení výpočtu je uvažován odpis celého zařízení během 20 let.

• Investiční náklady	54mil.	EUR
• Provozní náklady	0,8mil.	EUR
• Personální náklady	0,27mil.	EUR
• Cena TTO (7,6 EUR/GJ)	307,7	EUR/tunu
• Spotřeba paliva	57920	tun/rok
• Množství vyrobené elektrické energie	327760	MWh/rok
• Výkupní cena elektrické energie	50	EUR/MWh
• Nominální diskontní sazba	3	%
• Inflace	2	%
• Doba hodnocení investice	22	let
• Investice v roce 2013	27mil.	EUR
• Investice v roce 2014	27mil.	EUR

V grafu na obrázku 26 je zachycen vývoj CF a kumulovaného CF v období předpokládané životnosti 20 let. Z grafu je patrné, že náklady jsou každoročně vyšší než výnosy z prodeje elektrické energie a zdroj není vhodný k investici. Tato situace je důsledkem vysoké ceny paliva. Vývoj ceny HFO v posledním desetiletí (obrázek 2 v 1 kapitole)

způsobuje nerentabilitu tohoto zdroje pro základní zatížení. Provedl jsem výpočty pro uvedené hodnoty ke zjištění ceny HFO aby se zařízení za dobu svého provozu splatilo. Cena HFO by musela být 215 EUR/tunu. Obdobně jsem propočítal situaci pro cenu energie za jinak nezměněných podmínek (cena TTO 307,7 EUR/tunu). Cena elektrické energie by musel být 67 EUR/MWh.



Obr. 26 – Ekonomika paroplynové elektrárny (TTO) v základním zatížení

V současné době tyto ceny nejsou dosažitelné. Naopak cena elektrické energie atakuje historická minima (vliv slunečních a větrných elektráren, které přednostně dodávají do sítě a zbylý výkon v silové elektřině je pokryt levnými zdroji jako jaderné elektrárny... Tento vývoj vede ke zdražování ceny pro koncové spotřebitele a snižování ceny silové elektřiny).

Tato koncepce, paroplynová elektrárna s pístovými motory spalující TTO pracující v základním zatížení, by mohla být vhodná tam, kde cena elektrické energie není pod takovým tlakem jako v UCTE. Vhodnou aplikací by byla země v přímořské oblasti, kde se vyšší cena produkované energie kompenzuje zajištěním stability dodávek elektrické energie. Výhodou této lokace je také možnost chlazení mořskou vodou, což by pozitivně ovlivnilo účinnost celého zařízení. I v případě umístění v rozvojových zemích by elektrárna byla vystavena riziku opětovného zvýšení ceny paliva. Výhodná se jeví také navrhovaná realizace v kombinaci s OZE. Paroplynová elektrárna by sloužila jako záložní zdroj a OZE by snižovaly průměrnou cenu energie.

Zemní plyn jako palivo

Provedl jsem výpočet pro obdobné parametry elektrárny, kdy namísto TTO by byl spalován zemní plyn. Cena plynu v EU je přibližně 10,5 EUR/MMBtu. Pro tuto hodnotu jsem přepočítal ekonomický model s upravenými parametry zdroje podle [1]. Cena (přepočtena podle výhřevnosti) TTO k zemnímu plynu je o 25% nižší. Náklady spotřebovaného plynu jsou rovněž větší než výnos z vyprodukované elektřiny a projekt je nerentabilní. Rozdílnou situaci nabízí hodnocení investice za podmínek dodávek amerického plynu z břidelic. Cena

zemního plynu na NYMEX se obchoduje okolo 3,5\$/mmbtu. Pro tyto ceny paliva je projekt realizovatelný s diskontovanou dobou návratnosti 7 let (při uvažování 50EUR/MWh). I kdyby cena elektrické energie byla pouhých 30EUR/MWh tak za dobu 20 let se vložená investice vrátí (diskontovaná doba splatnosti je 20 let). Při těchto cenách paliva se jedná o jeden z nejlevnějších zdrojů.

5.2 Paroplynová elektrárna – zdroj poskytující PpS

Vysoká cena TTO a nízká cena silové elektřiny je pro koncept paroplynové elektrárny s pístovými motory limitující jako pro zdroj v základním zatížení. V UCTE však správci přenosové sítě nakupují PpS. Zdroje, které mají vynikající regulační vlastnosti po stránce dynamické i pohotovostní spalují kvalitní palivo (plyn nebo kapalná paliva). Proto je systém nastaven tak, že i výrobci s vysokými cenami vstupů mohou profitovat. Trh s podpůrnými službami je významnou částí trhu s elektřinou (v ČR 7,5 mld. Kč) a dle vyjádření ČEPS je snaha nakupovat co nejvíce rychle startujících zdrojů. Problematika PpS je rozebrána v kapitole 1.1.

Systém PpS funguje tak, že elektrárny se v tendru účastní výběrového řízení pro rezervování podpůrných služeb. Rezervace znamená, že během rezervované doby je elektrárna v pohotovosti a v případě pokynu z dispečinku najede na sjednaný výkon. Za tuto pohotovost je elektrárna placena i v případě, že nedojde k aktivaci služby. Elektrárna dále volí cenu, za kterou bude dodávat elektřinu do sítě (z provozních nákladů). Dispečer má k dispozici seznam od nejlevnějšího poskytovatele po nejdražšího, dle něhož dochází k postupné aktivaci v případě potřeby.

	Cena rezervace PpS TR+ [Kč/den/MWh]		Cena rezervace PpS QS15 [Kč/den/MWh]	
	Pracovní den	Nepracovní den	Pracovní den	Nepracovní den
2010	14184	13962	9749	9749
2011	9684	9124	9816	9816
2012	10416	9355	9576	9576

Pracovní den	10571 Kč/den/MWh	422,83 EUR/den/MWh
Nepracovní den	10264 Kč/den/MWh	410,55 EUR/den/MWh

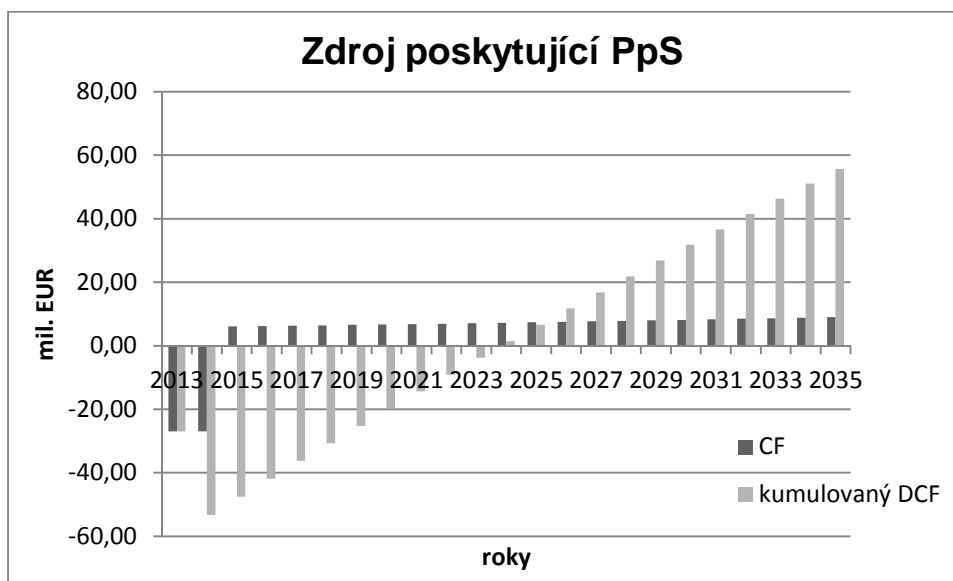
Tab. 7 – Predikce ceny PpS MZ₁₅₊, zdroj:[17]

Koncept paroplynové elektrárny s pístovými motory jsem konzultoval s odborníky z ČEPS. Tato elektrárna je vhodná pro poskytování služby MZ₁₅₊. Cena služby bude ohodnocena trhem až v červnu 2012, přičemž predikovaná cena je mezi současnými TR+ a QS₁₅. Ohodnocení zmíněných služeb je uvedeno v tabulce 7. Rezervační ceny byly získány zprůměrováním hodnot jednotlivých let.

Parametry paroplynu poskytující PpS jsou uvedeny níže. Předpokládám pohotovost 48 týdnů v roce a aktivaci na 15 hodin týdně. Ekonomické proměnné zůstávají stejné jako

v kapitole 5.1. Zdroje poskytující PpS mohou být zatíženy na maximálně na 90%. Rezervovaný výkon je tedy 36 MW. Do dispozičního výkonu nemohu počítat výkon parní turbíny, neboť ta nesplňuje podmínky pro náběžnou dobu. Výkupní cena elektřiny byla vypočtena z nákladů na palivo, provozních nákladů a ziskové marže. Pro výpočet používám metodu rovnoměrného odpisování dle doby životnosti 20 let.

• Investiční náklady	54mil.	EUR
• Provozní náklady	72tis.	EUR
• Personální náklady	0,27mil.	EUR
• Rezervovaný výkon	36	MW
• Cena TTO (11,4 EUR/GJ)	461,5	EUR/tunu
• Spotřeba paliva	4879,2	tun/rok
• Množství vyrobené elektrické energie	25920	MWh/rok
• Výkupní cena elektrické energie	100	EUR/MWh
• Nominální diskontní sazba	3	%
• Inflace	2	%
• Doba hodnocení investice	22	let
• Investice v roce 2013	27mil.	EUR
• Investice v roce 2014	27mil.	EUR
• Daň	20	%



Obr. 27 – Ekonomika paroplynové elektrárny (TTO) poskytující PpS

Z obrázku 27 vyplývá, že investice je návratná a tedy i vhodná k realizaci. Pro detailnější analýzu jsem vypočítal další ukazatele efektivnosti vynaložení investic.

• Čistá současná hodnota (NPV)	55,71mil.	EUR
• Vnitřní výnosové procento (IRR)	10,22	%
• Doba návratnosti - prostá	9	roků
• Doba návratnosti - diskontovaná	10	roků

Vzhledem k uvažované době ročního vytížení bude doba životnosti mnohem delší než 20 let. Tento fakt má pozitivní vliv na ekonomické hodnocení. Hlavními riziky spojeny s tímto projektem jsou ceny paliva a výše rezervačních cen. Pokud dojde k nárůstu konkurence a poklesu ceny služeb, dojde k negativnímu vývoji návratnosti investice. Tato koncepce je závislá pouze na poskytování PpS, neboť za současných cenových podmínek paliv a silové elektřiny nemůže konkurovat ostatním levnějším zdrojům.

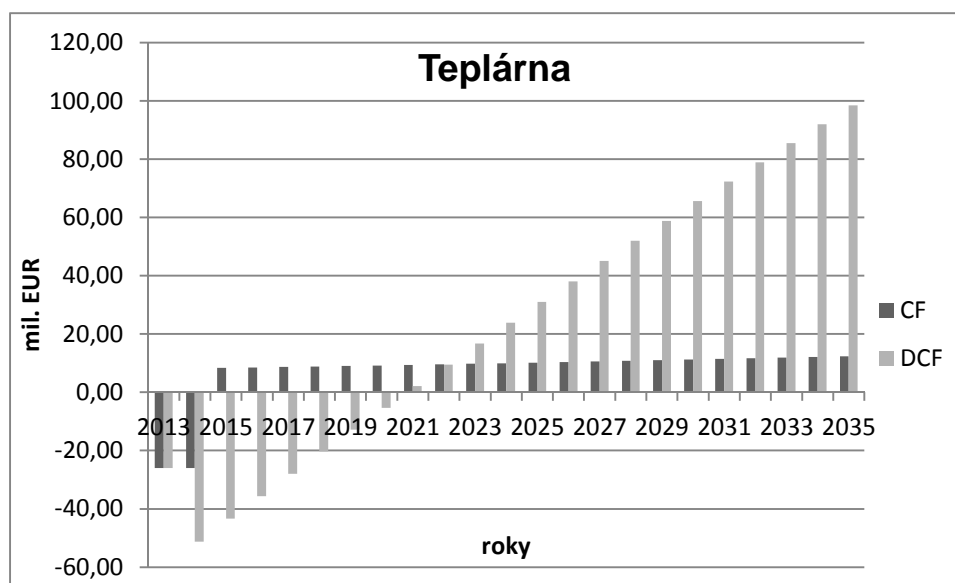
Zemní plyn jako palivo

Provedl jsem výpočet pro případ spalování zemního plynu při cenách 10,5 EUR/mmbtu a dalších parametrech zmíněných v kapitole 5.1. Tato varianta je rovněž rentabilní s diskontovanou dobou návratnosti 9 let.

5.3 Teplárna s pístovými motory

Vysoká cena TTO může být eliminována vyšším využitím tepla obsaženého ve spalinách. Tato teorie byla testována na ekonomickém modelu, který předpokládá umístění v SRN a roční využití plného výkonu 7000 hodin. Veškeré teplo bude dodáno do sítě a cena elektrické energie je uvažována základní zatížení. Cena tepla v Německu (zmíněno v kapitole 4) je v průměru o 6% vyšší než v ČR. Pro ekonomický model neuvažuji žádnou formu státního příspěvku.

• Investiční náklady	52mil.	EUR
• Provozní náklady	0,7mil.	EUR
• Personální náklady	0,26mil.	EUR
• Cena TTO (11,4 EUR/GJ)	307,7	EUR/tunu
• Spotřeba paliva	50680	tun/rok
• Množství vyrobené elektrické energie	268800	MWh/rok
• Výkupní cena elektrické energie	50	EUR/MWh
• Teplo dodané do sítě	447552	GJ/rok
• Cena tepla	24,81	EUR/GJ
• Nominální diskontní sazba	3	%
• Inflace	2	%
• Doba hodnocení investice	22	let
• Investice v roce 2013	26mil.	EUR
• Investice v roce 2014	26mil.	EUR



Obr. 28 – Ekonomika teplárny s pístovými motory (TTO)

Graf na obrázku 28 zachycuje vývoj CF a DCF u konceptu teplárny s pístovými motory. Z průběhu je patrné, že tento zdroj je vhodný k realizaci.

• Čistá současná hodnota (NPV)	98,26mil.	EUR
• Vnitřní výnosové procento (IRR)	15,8	%
• Doba návratnosti - prostá	6	roků
• Doba návratnosti - diskontovaná	7	roků

Zemní plyn jako palivo

Rovněž u této varianty jsem propočítal situaci, kdy by byl spalován zemní plyn z EU (10,5 EUR/mmbtu). Kogenerační jednotky dosahují vyšší účinnosti přeměny energie z paliva. Tento fakt částečně kompenzuje vyšší měrná cena plynu. Tato varianta je rentabilní a vhodná k realizaci. Hodnoty ukazatelů pro tuto investici jsou velmi podobné s předchozím případem:

• Čistá současná hodnota (NPV)	98,36mil.	EUR
• Vnitřní výnosové procento (IRR)	15,8	%
• Doba návratnosti - prostá	6	roků
• Doba návratnosti - diskontovaná	7	roků

5.4 Porovnání variant

Výsledky z ekonomického modelu jsou zachyceny v tabulce 8. Z údajů vyplývá, že je vhodné realizovat jak projekt paroplynové elektrárny (PpS) tak teplárny s pístovými motory. Rentabilita zdrojů pro plyn a TTO je si velmi podobná. Přestože je měrná cena TTO nižší, zdroje na zemní plyn jsou investičně i provozně výhodnější. Výsledky nelze interpretovat tak, že je vhodné stavět zařízení na zemní plyn. Dle mého názoru, by palivo mělo být zvoleno s ohledem na uvažovanou lokaci zdroje. Podobná rentabilita umožňuje dosáhnout diverzifikace energetických zdrojů, aniž by musely být vynaloženy vyšší náklady. Vhodným

rozložením lze snížit závislost na jedné komoditě a zvýšit stabilitu dodávek, což je v souladu s požadavky kladenými EU (kapitola 1.1).

	Zapojení do sítě	Těžký topný olej [400 \$/tunu]	Zemní plyn [13,6\$/MMBtu]
Paroplynová elektrárna	základní zatížení (BL)	nevhodné k realizaci	nevhodné k realizaci
Paroplynová elektrárna	PpS (MZ ₁₅₊)	NPV = 55,71mil. EUR IRR = 10,22 % Ts = 9 roků Tds = 10 roků	NPV = 51,02mil. EUR IRR = 10,4 % Ts = 9 roků Tds = 10 roků
Teplárna	elektřina (BL) teplo (SRN)	NPV = 98,26mil. EUR IRR = 15,8 % Ts = 6 roků Tds = 7 roků	NPV = 98,36mil. EUR IRR = 15,8 % Ts = 6 roků Tds = 7 roků

Tab. 8 – Porovnání rentability jednotlivých variant

Při uvažování instalace zdroje v Evropě považují jako vhodnou alternativu k testovaným realizacím teplárny poskytující PpS MZ₁₅ nebo jiné služby dle obchodního modelu. Tato varianta je zmíněna v kapitole 4.1. Vhodným projektovým řešením (zálohování tepelného výkonu kotli, akumulacími nádržemi,...) lze inkasovat platby za rezervaci výkonu. Kogenerační jednotka poskytující podpůrné služby by dosahovala nejen vyšší návratnosti investice, rovněž by se omezila rizika výkyvů CF v důsledku nižších inkas za elektřinu a teplo. Tento projekt má potenciál být finančně velmi stabilní.

RIZIKA RENTABILITY PRO ZDROJE SPALUJÍCÍ TTO

- **Růst ceny ropy** - vývoj ceny TTO je silně korelován s cenou ropy.
- **Oslabení měny na domácím trhu** - oslabení může vyvolat růst cen vstupů (25% změna kurzu = 25% změna ceny paliva).
- **Pokles cen energií na domácím trhu** - snižuje příjmy odhadované v ekonomickém modelu
- **Výpadky dodávek** - dodávky paliva mohou být ohroženy nestabilitou politické situace v zemi producenta, uvalenými sankcemi...
- **Růst ceny emisních povolenek CO₂** - Toto riziko je velmi nejasné. Dle [2] jsou odhadované ceny emisních povolenek do roku 2030 od 10 do 300 \$/tunuCO₂. Přestože oba extrémy je nutné brát s rezervou, je vysoce pravděpodobné, že tyto náklady budou v následujících růst.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo zpracovat a vypočítat technologické schéma pro energetický zdroj spalující těžký topný olej o výkonu 40MW. Pro účely stanovení okrajových podmínek se úvodní kapitola věnuje analýze současných podmínek v energetice s cílem zvolit vhodné umístění uvažovaného zdroje. Jako vhodné místo pro paroplynovou elektrárnu s pístovými motory byla zvolena Evropa z důvodů potřeby regulace sítí, diverzifikace energetického mixu a legislativního rámce. V této kapitole je rozebrána problematika podpůrných služeb v ČR i dle nového uspořádání platného od ledna 2013.

Technologické schéma bylo navrženo a propočítáno na základě informací uvedených v kapitole 3. Jako vhodný dodavatel motorů byla zvolena firma MAN. V této části práce jsou analyzovány vlastnosti vybraného motoru a požadavky na mechanické podpůrné systémy, na jejichž základě byly navrženy chladicí okruhy. Ze znalosti tepelných bilancí motoru bylo navrženo a propočítáno technologické schéma paroplynového cyklu využívající jak teplo spalin vycházející z turbokompresoru, tak teplo z vysokoteplotního chladicího okruhu. Chladicí voda je využívána k ohřevu nádrží s TTO a v NTO ohřívá kondenzát čerpaný do napájecí nádrže. Cílem tohoto uspořádání je snížit vlastní spotřebu zdroje. Při návrhu byl kladen důraz na co největší využití tepla obsaženého ve spalinách. Na základě optimalizace v softwaru thermoflow byl zvolen tlak napájecí vody kotle. Tímto postupem bylo dosaženo efektivního dochlazení spalin a současně většího výkonu na parní turbíně. Jednotlivé komponenty Rankin-Clausiova cyklu jsou propočítány a popsány v samostatných podkapitolách se zahrnutím možných dodavatelů. Na základě požadavků pístového motoru a jeho charakteristiky byl zvolen dvoupalivový provoz. Při delší odstávce startuje zdroj na LTO a po prohřátí TTO přechází na toto palivo. Takové uspořádání umožňuje náběh zdroje na plné zatížení do 11 minut. Požadavky na úpravu paliva a palivové hospodářství jsou analyzovány a na jejich základě je navržen technologický postup přípravy paliva. Ohřev ve skladovacích a denních nádržích využívá VT chladicí vodu. Spalovací teploty paliva je dosaženo parním ohřevem. Závěr kapitoly je věnován popisu možného dispozičního uspořádání a shrnutí parametrů paroplynové elektrárny, které slouží jako vstup do ekonomického modelu.

Čtvrtá kapitola je věnována variantnímu řešení teplárny s pístovými motory. Jsou analyzovány možnosti instalace tohoto typu zařízení v Evropě s ohledem na současný vývoj. Rovněž v této kapitole je sestaveno a propočítáno technologické schéma, kde chladicí okruhy zůstávají zachovány. Součástí kapitoly je návrh možností instalace kogenerační jednotky a shrnutí parametrů pro ekonomické hodnocení.

Závěrečná kapitola se věnuje ekonomickému hodnocení jednotlivých variant. Metodami hodnocení efektivity vynaložených investic je posuzována paroplynová elektrárna, jako zdroj v základním zatížení i poskytující PpS, a teplárna dodávající teplo do sítě a elektřinu v základním zatížení. Pro zmíněné varianty je uvažováno palivo jak TTO, tak zemní plyn. Výsledky ekonomického modelu jsou shrnuty a diskutovány v závěru kapitoly. Z výsledků vyplývá, že koncepce paroplynové elektrárny není rentabilní jako zdroj v základním zatížení. Jako varianty vhodné k realizaci jsou paroplynová elektrárna

poskytující PpS i teplárna s pístovými motory spalující jak TTO, tak zemní plyn. Obě varianty vykazují dobré investiční ukazatele velmi podobné pro oba druhy paliva. Tento výsledek je interpretován jako možnost dosáhnout větší diverzifikace energetického mixu bez dodatečných nákladů a podpořit větší stabilitu dodávek dle požadavků EU. Součástí je i konstatování rizik pro rentabilitu ekonomického modelu. Na základě výsledků a uvažovaném umístění v Evropě je diskutována varianta teplárny s pístovými motory nabízející podpůrné služby. Vhodným projektovým řešením lze tyto služby poskytovat, což by omezilo riziko výkyvů CF a posílilo flexibilitu zdroje.

ZDROJE INFORMACÍ

- [1] KPMG. *Image Study Diesel Power Plants*. 2010, 48 s
 - [2] ASIAN DEVELOPMENT BANK. *Fuel price projections*. 2009, 28 s.
 - [3] doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc. *Palivové hospodářství*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1987.
 - [4] doc. Ing. MILAN PAVELEK, CSc. *Termomechanika*. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5.
 - [5] *Studie výroby elektrické energie z biomasy*. Brno, 2009. Diplomová práce. VUT v Brně.
 - [6] doc. Ing. FLORIAN BUDAJ, CSc. *Parní kotle*. Brno: NAKLADATESTVÍ VUT, 1992.
 - [7] OCHRANA, L. *Kotle a výměníky tepla*, CERM Brno, 3 upravené vydání, skriptum VUT, prosinec 2004, ISBN 80-214-2847-3
 - [8] IBLER, Z. A kol. *Technický průvodce energetika*, BEN – technická literatura, Praha 2002, 1. vydání. ISBN 80-7300-026-1
 - [9] Krbek, J. Polesný, B. Fiedler, J.: *Strojní zařízení tepelných centrál*, PC-DIR, 1999
 - [10] *Paroplynové elektrárny a teplárny*, doc. Ing. Jaroslav Kadrnožka, CSc., doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc., Praha 1981, SNTL
 - [11] IBLER, Z. A kol. *Energetika v příkladech*, BEN – technická literatura, Praha 2003, 1. vydání. ISBN 80-7300-097-0
 - [12] KADRNOŽKA, J. *Lopatkové stroje*, CERM Brno, 1 upravené vydání, září 2003, ISBN 80-7204-297-1
 - [13] Fiedler, J.: *Parní turbíny - návrh a výpočet*, CERM - Brno 2004
 - [14] KERCELLI, L. I. a V. J. RYŽKIN. DOC. ING. FLORIAN BUDAJ, CSc. *Tepelné elektrárny*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1955.
 - [15] Firemní podklady společnosti ČKD PRAHA DIZ
 - [16] *Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 4/2009 ze dne 3. listopadu 2009*
 - [17] *Zákon č. 458/2000 Sb., Energetický zákon*
 - [18] *Vyhláška MPO č. 439/2005 Sb., O způsobu určení elektřiny z KVET*
 - [19] *Vyhláška MPO č. 344 / 2009 Sb., O podrobnostech způsobu určení elektřiny z KVET*
-

[20] Podklady z lednové schůze firmy ČEPS

[21] Přehled vybraných referencí parních turbín firmy EKOL

Internetové zdroje

1. *International Energy Agency* [online]. [cit. 2012-02-23]. Dostupné z: www.iea.org
2. *ECONOMY WATCH* [online]. [cit. 2012-03-5]. Dostupné z: www.economywatch.com
3. *EUROPA* [online]. [cit. 2012-04-16]. Dostupné z: www.europa.eu
4. *ENERGOSTAT* [online]. [cit. 2012-02-15]. Dostupné z: www.energostat.cz
5. *European Energy Exchange* [online]. [cit. 2012-02-14]. Dostupné z: www.eex.com
6. *POWER EXCHANGE CENTRAL EUROPE* [online]. [cit. 2012-03-7]. Dostupné z: www.pxe.cz
7. *Kombinovaná výroba elektřiny a tepla* [online]. [cit. 2012-05-6]. Dostupné z: <http://www.kombinovana-vyroba.cz/>
8. *ČEPS* [online]. [cit. 2012-03-1]. Dostupné z: www.ceps.cz
9. *TZB INFO* [online]. [cit. 2012-02-24]. Dostupné z: www.tzb-info.cz
10. *OECD* [online]. [cit. 2012-02-15]. Dostupné z: www.oecd.org
11. *PROFESSIONAL MARINER* [online]. [cit. 2012-03-28]. Dostupné z: <http://professionalmariner.com>
12. *BUNKER WORLD* [online]. [cit. 2012-03-25]. Dostupné z: <http://www.bunkerworld.com/>

SEZNAMY

SEZNAM ZKRATEK

TTO = HFO	–	těžký topný olej
IFO	–	středně těžký topný olej
LTO	–	lehký topný olej
KVET	–	kombinovaná výroba elektrické energie a tepla
ES	–	Evropské společenství
PpS	–	poskytování podpůrných služeb
IMO	–	International Marine Organization
IEA	–	International Energy Agency
VT	–	vysokoteplotní
NT	–	nízkoteplotní
CZT	–	centrální zásobování teplem
CF	–	cash flow
DCF	–	diskontovaný cash flow
NPV	–	čistá současná hodnota
IRR	–	vnitřní výnosové procento
Ts	–	prostá doba návratnosti
Tds	–	diskontovaná doba návratnosti
DN	–	Jmenovitý rozměr
PN	–	tlaková třída
OZE	–	obnovitelné zdroje energie

SEZNAM TABULEK

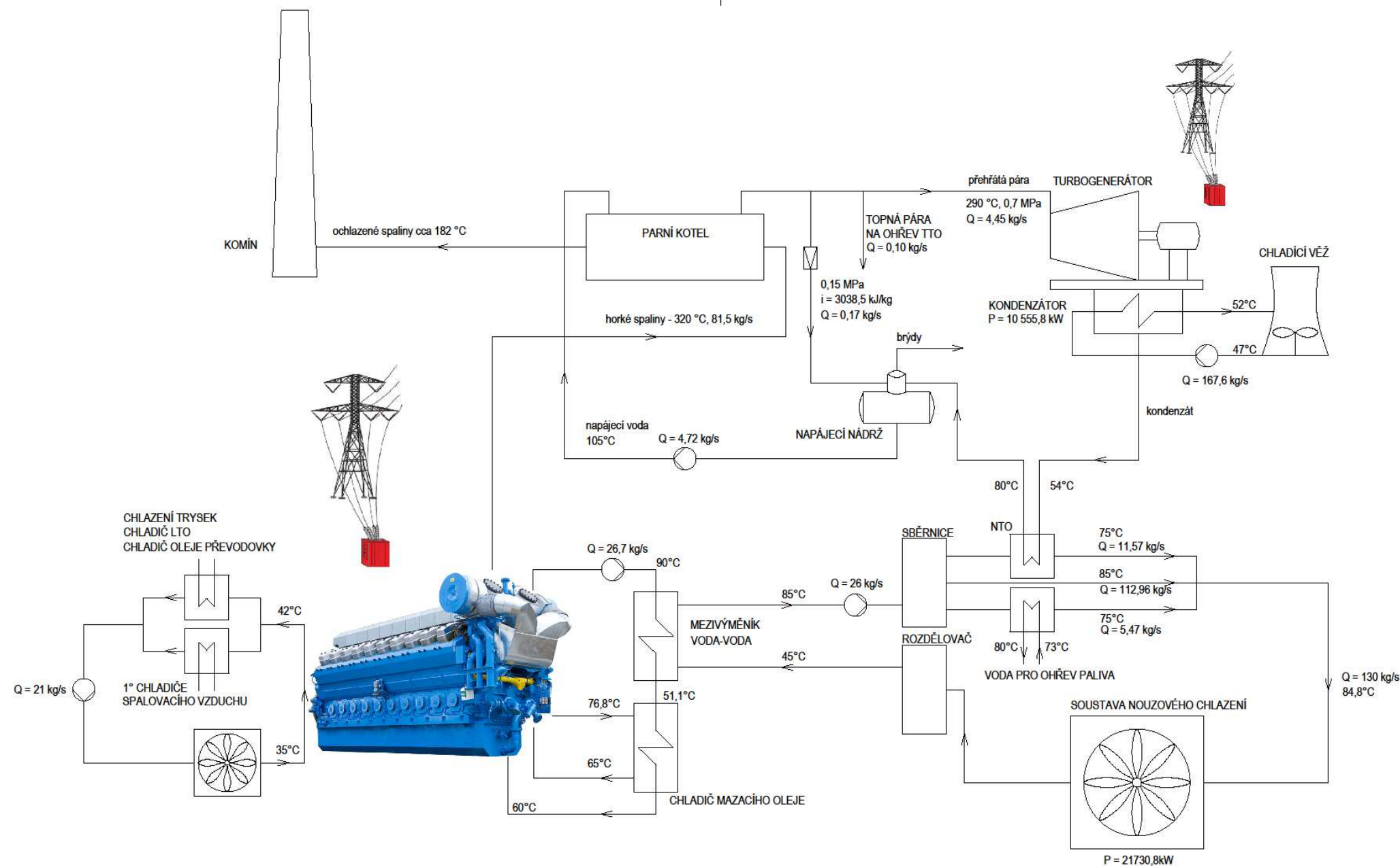
Tab. č. 1 - Změny PpS, zdroj: prezentace z lednové schůzky ČEPS	(7)
Tab. č. 2 - Spotřeba TTO v závislosti na zatížení	(13)
Tab. č. 3 - Složení spalín a výpočet hustoty	(25)
Tab. č. 4 - Měrné entalpie složek spalín	(35)
Tab. č. 5 - Měrné entalpie složek spalín pro 320 °C	(35)
Tab. č. 6 - Měrné emise CO ₂ dle typu zdroje a paliva	(51)
Tab. č. 7 - Predikce ceny PpS MZ ₁₅₊	(59)
Tab. č. 8 - Porovnání rentability jednotlivých variant	(63)

SEZNAM OBRÁZKŮ

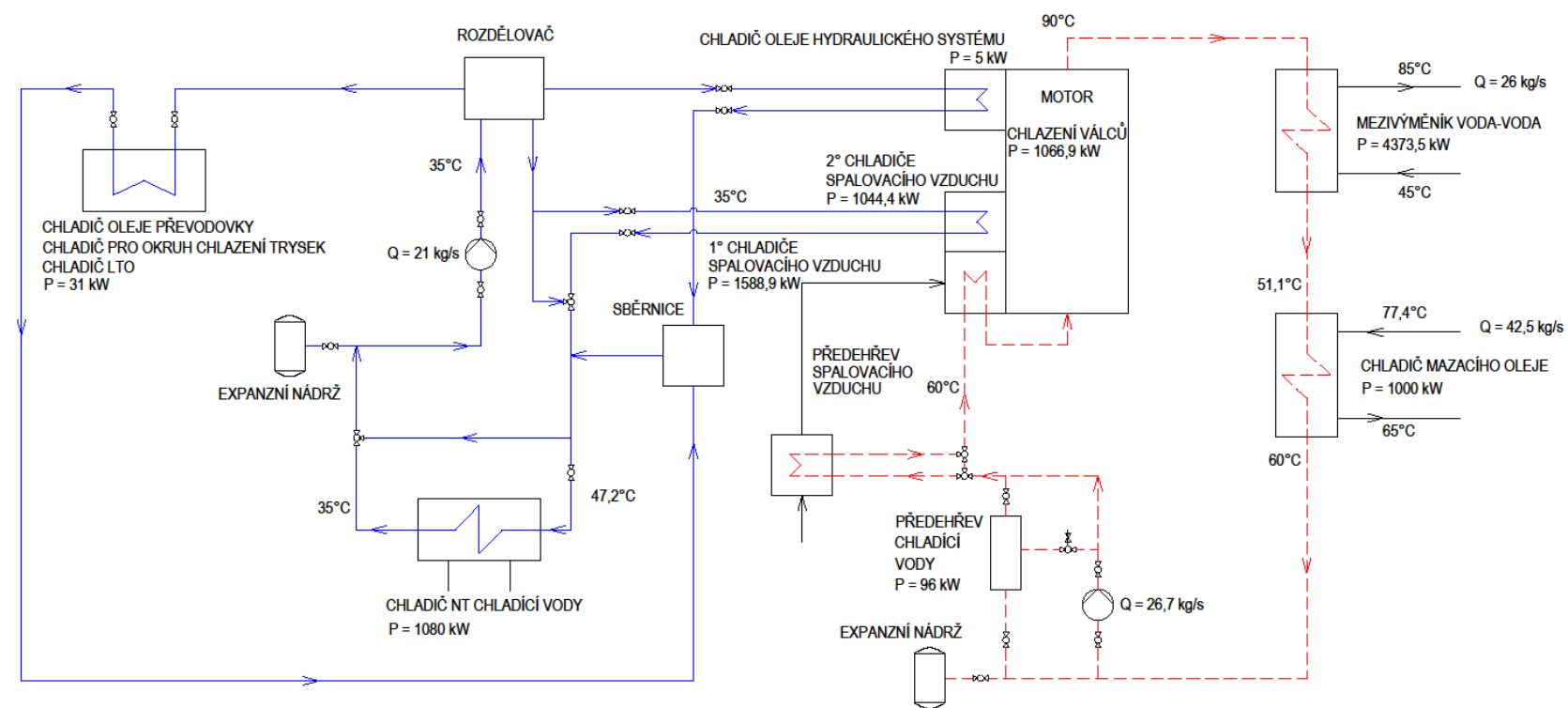
Obr. č. 1 - Tempo růstu HDP ve světě	(2)
Obr. č. 2 - Vývoj ceny TTO a MDO od roku v letech 2000 až 2008	(4)
Obr. č. 3 - T- s diagram paroplynového cyklu	(9)
Obr. č. 4 - Motor MAN 16V 32/40	(12)
Obr. č. 5 - Startovací čas diesel generátoru	(15)
Obr. č. 6 - Pracovní nádrž umístěná pod motorem	(17)
Obr. č. 7 - Schéma modulu čištění oleje	(18)
Obr. č. 8 - Tepelná bilance chladiče oleje	(19)
Obr. č. 9 - Schéma NT chladicího okruhu	(21)
Obr. č. 10 - Schéma VT chladicího okruhu jednoho motoru	(22)
Obr. č. 11 - Schéma VT chladicího okruhu pro všechny motory	(23)
Obr. č. 12 - Schéma odstředivého separátoru firmy Westfalia	(30)
Obr. č. 13 - Modul přípravy paliva firmy Kupke+Wolf GmbH	(31)
Obr. č. 14 - Dimenzace palivových nádrží	(33)
Obr. č. 15 - Graf závislosti výkonu na svorkách generátoru v závislosti na tlaku na turbínu	(36)
Obr. č. 16 - Průběh teplot na teplosměnných plochách kotle	(37)
Obr. č. 17 - Kotel UNEX™ H / HW od firmy Alfa Laval	(38)
Obr. č. 18 - Tepelná bilance jednotlivých částí kotle	(39)
Obr. č. 19 - Expanzní křivka turbíny	(41)
Obr. č. 20 - Pohled na dělicí rovinu s rotorem turbíny K 1,6-2,1/0,02 firmy EKOL	(43)
Obr. č. 21 - Tepelná bilance odplynováku a napájecí nádrže	(45)
Obr. č. 22 - Dispozice paroplynové elektrárny spalující TTO	(46)
Obr. č. 23 - Uspořádání strojovny	(47)
Obr. č. 24 - Vizualizace NN rozvodny a administrační budovy	(48)
Obr. č. 25 - Schéma VT chladicího systému teplárny pro všechny motory	(54)
Obr. č. 26 - Ekonomika paroplynové elektrárny (TTO) v základním zatížení	(58)
Obr. č. 27 - Ekonomika paroplynové elektrárny (TTO) poskytující PpS	(60)
Obr. č. 28 - Ekonomika teplárny s pístovými motory (TTO)	(62)

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 - Schéma paroplynového cyklu s pístovými motory spalující TTO
Příloha č. 2 - Schéma chlazení jednoho motoru
Příloha č. 3 - Schéma skladovacích nádrží a ohřevu paliva
Příloha č. 4 - Schéma teplárny s pístovými motory spalující TTO

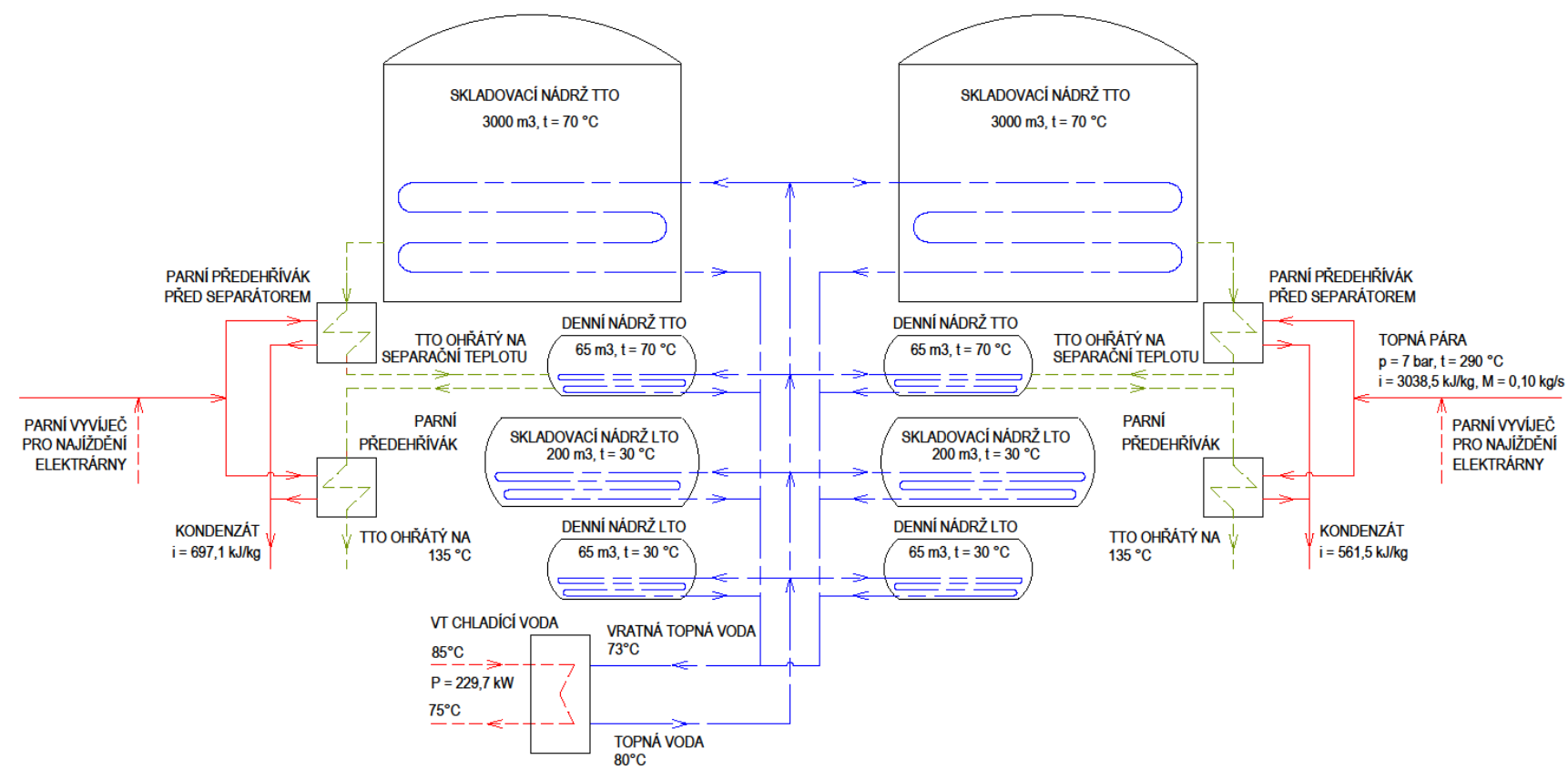


				Přesnost	Materiál	T.O.
				Tolerování	Polotovary	
				Promítání	Hrubá hmotnost	kg
				ENERGETICKÝ ÚSTAV		
				Vysoké učení technické v Brně – Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis	Název SCHEMA PAROPLYNOVÉ ELEKTRÁRNY		
Navrhl MARTIN KUBIK	Poznámka		Meřítko			
Přezkoušel				Číslo výkresu 1		
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Listů		
Schválil	Č.seznamu					
Datum 23.3.2012	Č.sestavy			List		

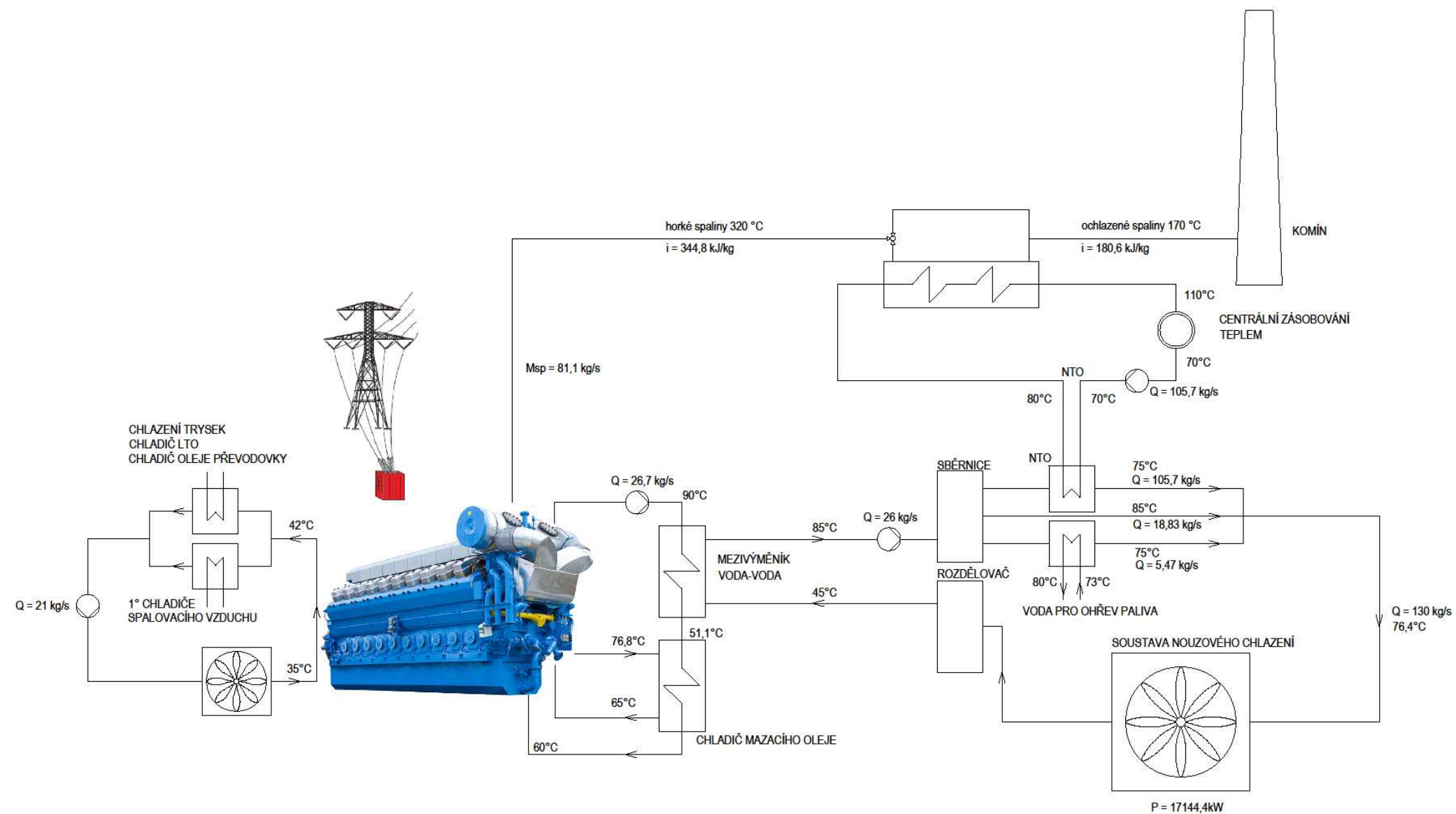


‡ ... V PŘÍPADĚ PŘEDEHŘEVU SPALOVACÍHO VZDUCHU

				Přesnost	Materiál	T.O.
				Tolerování	Polotovar	
				Promítání	Hrubá hmotnost	kq
				ENERGETICKÝ ÚSTAV		
				Vysoké učení technické v Brně – Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis	Název		
Navrhl MARTIN KUBIK	Poznámka		Meřítko	SCHEMA CHLAZENÍ JEDNOHO MOTORU		
Přezkoušel						
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu		
Schválil	Č.seznamu					
Datum 23.3.2012	Č.sestavy			Listů		



				Přesnost	Materiál	T.O.
				Tolerování	Polotovar	
				Promítání 	Hrubá hmotnost	kg
				ENERGETICKÝ ÚSTAV Vysoké učení technické v Brně – Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis	Název SCHÉMA PALIVOVÝCH NÁDRŽÍ A OHŘEVU PALIVA		
Navrhl MARTIN KUBIK	Poznámka	Meřítko				
Přezkoušel						
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu 3		
Schválil	Č.seznamu					
Datum 23.3.2012	Č.sestav					
				Listů	List	



				Přesnost	Materiál	T.O.
				Tolerování	Polotovary	
				Promítání	Hrubá hmotnost	kg
ENERGETICKÝ ÚSTAV						
Vysoké učení technické v Brně – Fakulta strojního inženýrství						
Změna	Datum	Index	Podpis	Název		
Navrhl MARTIN KUBIK	Poznámka	Meřítko		SCHÉMA TEPLÁRNY S PÍSTOVÝMI MOTORY		
Přezkoušel						
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu		
Schválil	Č.seznamu					
Datum 23.3.2012	Č.sestavy			Listů		